This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.
+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.
+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.
+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

A propos de ce livre

Ceci est une copie numérique d'un ouvrage conservé depuis des générations dans les rayonnages d'une bibliothèque avant d'être numérisé avec précaution par Google dans le cadre d'un projet visant à permettre aux internautes de découvrir l'ensemble du patrimoine littéraire mondial en ligne.

Ce livre étant relativement ancien, il n'est plus protégé par la loi sur les droits d'auteur et appartient à présent au domaine public. L'expression "appartenir au domaine public" signifie que le livre en question n'a jamais été soumis aux droits d'auteur ou que ses droits légaux sont arrivés à expiration. Les conditions requises pour qu'un livre tombe dans le domaine public peuvent varier d'un pays à l'autre. Les livres libres de droit sont autant de liens avec le passé. Ils sont les témoins de la richesse de notre histoire, de notre patrimoine culturel et de la connaissance humaine et sont trop souvent difficilement accessibles au public.

Les notes de bas de page et autres annotations en marge du texte présentes dans le volume original sont reprises dans ce fichier, comme un souvenir du long chemin parcouru par l'ouvrage depuis la maison d'édition en passant par la bibliothèque pour finalement se retrouver entre vos mains.

Consignes d'utilisation

Google est fier de travailler en partenariat avec des bibliothèques à la numérisation des ouvrages appartenant au domaine public et de les rendre ainsi accessibles à tous. Ces livres sont en effet la propriété de tous et de toutes et nous sommes tout simplement les gardiens de ce patrimoine. Il s'agit toutefois d'un projet coûteux. Par conséquent et en vue de poursuivre la diffusion de ces ressources inépuisables, nous avons pris les dispositions nécessaires afin de prévenir les éventuels abus auxquels pourraient se livrer des sites marchands tiers, notamment en instaurant des contraintes techniques relatives aux requêtes automatisées.

Nous vous demandons également de:

+ *Ne pas utiliser les fichiers à des fins commerciales* Nous avons conçu le programme Google Recherche de Livres à l'usage des particuliers. Nous vous demandons donc d'utiliser uniquement ces fichiers à des fins personnelles. Ils ne sauraient en effet être employés dans un quelconque but commercial.

+ *Ne pas procéder à des requêtes automatisées* N'envoyez aucune requête automatisée quelle qu'elle soit au système Google. Si vous effectuez des recherches concernant les logiciels de traduction, la reconnaissance optique de caractères ou tout autre domaine nécessitant de disposer d'importantes quantités de texte, n'hésitez pas à nous contacter. Nous encourageons pour la réalisation de ce type de travaux l'utilisation des ouvrages et documents appartenant au domaine public et serions heureux de vous être utile.

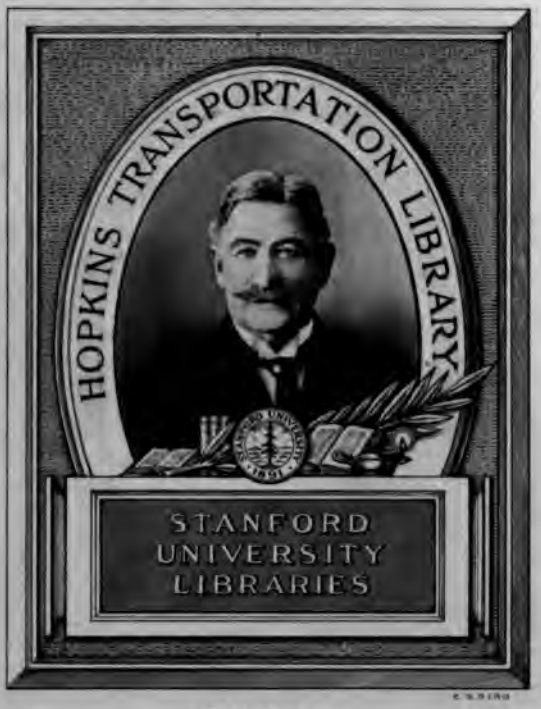
+ *Ne pas supprimer l'attribution* Le filigrane Google contenu dans chaque fichier est indispensable pour informer les internautes de notre projet et leur permettre d'accéder à davantage de documents par l'intermédiaire du Programme Google Recherche de Livres. Ne le supprimez en aucun cas.

+ *Rester dans la légalité* Quelle que soit l'utilisation que vous comptez faire des fichiers, n'oubliez pas qu'il est de votre responsabilité de veiller à respecter la loi. Si un ouvrage appartient au domaine public américain, n'en déduisez pas pour autant qu'il en va de même dans les autres pays. La durée légale des droits d'auteur d'un livre varie d'un pays à l'autre. Nous ne sommes donc pas en mesure de répertorier les ouvrages dont l'utilisation est autorisée et ceux dont elle ne l'est pas. Ne croyez pas que le simple fait d'afficher un livre sur Google Recherche de Livres signifie que celui-ci peut être utilisé de quelque façon que ce soit dans le monde entier. La condamnation à laquelle vous vous exposeriez en cas de violation des droits d'auteur peut être sévère.

À propos du service Google Recherche de Livres

En favorisant la recherche et l'accès à un nombre croissant de livres disponibles dans de nombreuses langues, dont le français, Google souhaite contribuer à promouvoir la diversité culturelle grâce à Google Recherche de Livres. En effet, le Programme Google Recherche de Livres permet aux internautes de découvrir le patrimoine littéraire mondial, tout en aidant les auteurs et les éditeurs à élargir leur public. Vous pouvez effectuer des recherches en ligne dans le texte intégral de cet ouvrage à l'adresse `http://books.google.com`

YM2
A84



GIFT OF

DR. WILLIAM F. DURAND

Table.

Note sur les actions réciproques du gouvernail et de l'hélice - - - - - - - - A. Normand I

Influence économique de la légèreté dans construction des navires - M. Hauser I

Cuirassés de Croisière - - - M. Lisbonne I

Etude sur la Résistance de l'acier Guizinier - - I

Croiseurs de la Marine Militaire des États-Unis - - - - - - - - M. Lisbonne - - I

De la Puissance des Chaudières et des causes qui la limitent. - - - - de Maupeou d'Ableu II

De la Répartition des températures dans les Chaudières à haute pression, et des moy- à l'égaliser. - - - J. Auscher - - - - II

Etude du système de distribution Marshall. M. Marbec - -

Etude sur la Résistance des Carènes. M. Alheilig - - I

Note [illegible] de la stabilité sur houle des tor[illegible] C. Ferrand - - - -

[illegible]onner au rivetage d'un jo[illegible] le cas où tous les [illegible] diamètre. G. Auroux - - -

(tournez)

Equations d'équilibre d'une membrane de révolution soumise à une pression intérieur p.
M. Alheilig --- II-171

Recherche de la loi du mouvement de roulis sur houle, en milieu non résistant.
M. Marbec --- II-183

Note sur la loi de la variation du poids de la charpente des navires avec les dimensions, et sur les limitations qui en résulte dans la grandeur absolue. ---- A. Normand --- III-2

Méthode pour la détermination des éléments mécaniques des propulseurs helicoïdaux.
S. Drzewiecki --- III-11

Note rélative à une méthode pour le calcul des carènes inclinées, -- Ch. Doyère -- III-32

Methode pour la recherche des bras de levier de redressement.
A. de Reffye - III-58

Description d'un Sharpee de 9.tx5 de déplacement. - G. Aurous - III-72

Théorie des propulseurs,
MM. Pallard et Dudebout - III-73

Sur quelques principes de mécanique graphique applicable aux machines.
M. Marbec — III-85

6675

BULLETIN

DE

l'Association Technique Maritime

18, RUE DAUNOU, 18

PARIS

SESSION DE JUIN 1890

N° 1

STANFORD LIBRARY

PARIS
IMPRIMERIE DE G. BALITOUT ET C°
7, RUE BAILLIF, 7

1890

568124
H.

TABLE DES MATIÈRES

Pages

Statuts 5

Liste des membres du bureau et du comité d'études 9

Liste des membres de l'Association 10

SESSION DU MOIS DE JUIN 1890

Note sur les actions réciproques du gouvernail et de l'hélice, par M. AUGUSTIN NORMAND, vice-président 14

De l'influence économique de la légèreté dans la construction des navires, par M. HAUSER, ingénieur de la marine 17

Les cuirassés de station, par M. LISBONNE, vice-président 48

Étude sur la résistance de l'acier, par M. CUIZINIER, inspecteur du *Bureau Veritas*, à Nantes 51

Croiseurs de la marine militaire des États-Unis, par M. LISBONNE, vice-président 83

Discussion et communications diverses 94

ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME

STATUTS

Approuvés par l'assemblée générale du 1er décembre 1888

But de l'institution

ARTICLE PREMIER. — Il est créé à Paris une « *Association technique maritime* » ayant pour but de perfectionner la construction et l'armement des navires :

1° En rassemblant en commun les résultats de l'expérience acquise isolément par les constructeurs, mécaniciens, officiers de marine, armateurs, yachtsmen et autres, et qui, sans valeur lorsqu'ils restent isolés, peuvent aider au progrès des constructions lorsqu'ils se trouveront condensés dans une publication spéciale.

2° En faisant connaître les résultats des travaux accomplis à l'étranger et en constituant des archives renfermant tous les renseignements utiles aux industries maritimes.

3° En mettant à la disposition de l'initiative individuelle la force collective de l'institution pour étudier les inventions nouvelles, discuter les théories et problèmes techniques, et poursuivre les recherches expérimentales et autres qui peuvent être de nature à faire progresser la science des constructions navales et les méthodes d'exploitation maritime.

Organisation

ART. 2. — L'Association technique maritime se composera de *membres adhérents* et de *membres honoraires*.

Les membres adhérents seront convoqués en assemblée générale chaque année, dans le courant du mois de décembre, afin d'élire les membres du Bureau et le trésorier pour l'année suivante. Les membres du Bureau ainsi que le trésorier sont rééligibles.

§ 1. Tout candidat devra être âgé de 21 ans, au moins, et être présenté par deux membres au moins.

Les officiers des différents corps de la marine militaire seront admis sans avoir besoin de présentation.

ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME

STATUTS

Approuvés par l'assemblée générale du 1er décembre 1888

But de l'institution

Article premier. — Il est créé à Paris une « *Association technique maritime* » ayant pour but de perfectionner la construction et l'armement des navires :

1° En rassemblant en commun les résultats de l'expérience acquise isolément par les constructeurs, mécaniciens, officiers de marine, armateurs, yachtsmen et autres, et qui, sans valeur lorsqu'ils restent isolés, peuvent aider au progrès des constructions lorsqu'ils se trouveront condensés dans une publication spéciale.

2° En faisant connaître les résultats des travaux accomplis à l'étranger et en constituant des archives renfermant tous les renseignements utiles aux industries maritimes.

3° En mettant à la disposition de l'initiative individuelle la force collective de l'institution pour étudier les inventions nouvelles, discuter les théories et problèmes techniques, et poursuivre les recherches expérimentales et autres qui peuvent être de nature à faire progresser la science des constructions navales et les méthodes d'exploitation maritime.

Organisation

Art. 2. — L'Association technique maritime se composera de *membres adhérents* et de *membres honoraires*.

Les membres adhérents seront convoqués en assemblée générale chaque année, dans le courant du mois de décembre, afin d'élire les membres du Bureau et le trésorier pour l'année suivante. Les membres du Bureau ainsi que le trésorier sont rééligibles.

§ 1. Tout candidat devra être âgé de 21 ans, au moins, et être présenté par deux membres au moins.

Les officiers des différents corps de la marine militaire seront admis sans avoir besoin de présentation.

§ 2. Le titre de *membre honoraire* pourra être donné aux personnes auxquelles l'Association désirera conférer une distinction honorifique.

§ 3. Auront droit au titre de *membre fondateur* les membres du Comité d'organisation et les premiers adhérents.

§ 4. L'admission provisoire des membres nouveaux sera prononcée par le Bureau.

L'admission sera rendue définitive par le vote de l'assemblée générale.

Administration

Art. 3. — L'Association sera administrée par son Bureau, composé d'un président, de quatre vice-présidents, d'un secrétaire général, d'un secrétaire, d'un secrétaire-adjoint et d'un trésorier.

Le Bureau s'adjoindra 10 membres adhérents pour former un *Comité d'études* qui examinera les communications adressées à l'Association, décidera s'il y a lieu de les publier dans le bulletin ou de les lire à l'assemblée générale, prendra toutes les mesures propres à favoriser le développement de l'Association, la création d'archives aussi complètes que possible, etc.

§ 1. Ce Comité d'études se réunira sous la présidence du président ou de l'un des vice-présidents, chaque fois que le Bureau le jugera nécessaire.

§ 2. Les fonctions du secrétaire général consisteront à diriger la correspondance de l'Association, à tenir les procès-verbaux de toutes les séances, à s'occuper de la publication des mémoires, à prendre soin de la bibliothèque et des collections de la Société, à diriger la préparation des comptes.

§ 3. Le secrétaire général sera assisté du secrétaire et du secrétaire-adjoint. Ce dernier sera chargé spécialement de la bibliothèque et de l'impression du bulletin de l'Association.

Assemblée Générale

Art. 4. — Une assemblée générale de l'Association aura lieu chaque année à Paris, au siège provisoire de la Société, rue Daunou, 18.

§ 1. L'ordre du jour de l'assemblée générale sera fixé ainsi qu'il suit :

1° Lecture des rapports du Comité d'études et du trésorier;

2° Election du Bureau pour l'année suivante ;

3° Lecture et discussion des mémoires approuvés par le Comité d'études ;

4° Modification des statuts s'il y a lieu.

Le nouveau Bureau entrera en fonctions à partir de la clôture de l'assemblée générale.

Cotisations

Art. 5. — § 1. Les membres adhérents paieront une cotisation annuelle de 30 francs ; ils recevront en échange le bulletin de l'Association.

La cotisation annuelle pourra être remplacée par un paiement unique de 400 francs, qui donnera droit au titre de souscripteur perpétuel.

§ 2. A défaut de paiement pendant deux années consécutives, le Bureau pourra proposer la radiation.

Le Bureau pourra accorder des dispenses de cotisation aux membres et associés qui se trouveront dans des conditions spéciales, ou accepter en paiement des livres ou autres objets utiles à l'Association.

Les membres honoraires ne paieront pas de cotisation.

§ 3. Les cotisations sont dues à compter du 1er janvier de chaque année, quelle que soit l'époque de l'admission. La première année se comptera à partir du 1er janvier 1889.

Emploi des fonds

ART. 5. — Les ressources provenant des cotisations et des dons faits à l'Association seront employées au paiement des frais de toute sorte supportés par l'administration, à la publication du bulletin, à la constitution d'une bibliothèque technique, etc.

Les sommes restant en caisse à la fin de chaque année seront placées par les soins du Bureau et réservées pour faire face aux dépenses exceptionnelles que l'Association peut avoir à supporter.

Dispositions légales

ART. 7. — Nul ne peut être élu membre du Bureau s'il n'est Français et s'il ne jouit pas de ses droits civils et politiques.

ART. 8. — Le président de la Société fera connaître en temps utile à l'autorité les changements qui viendront à se produire dans la composition du Bureau.

Il adressera chaque année à M. le Préfet de police un compte rendu sur la situation morale et financière de la Société.

ART. 9. — Les discussions politiques et religieuses sont formellement interdites dans les réunions.

ART. 10. — Les modifications statutaires qui seraient adoptées ne pourront être mises en vigueur sans l'approbation préalable de l'Autorité.

ART. 11. — La dissolution de l'Association ne pourra être prononcée que par une assemblée générale et à la majorité des deux tiers des membres présents.

ART. 12. — En cas de dissolution, les fonds restant en caisse, après toutes dépenses soldées, seront versés à une société scientifique ou à une société de bienfaisance, selon la décision prise à ce sujet par l'assemblée générale.

Les correspondances, mémoires, brochures, livres, journaux, etc., doivent être adressés à M. le secrétaire général de l'Association technique maritime, 18, rue Daunou, à Paris.

NOTA. — Les cotisations non encore payées peuvent être adressées à **M. Borja de Mozota**, trésorier, *Bureau Veritas*, 8, place de la Bourse, Paris.

ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME

RÉPUBLIQUE FRANÇAISE

PRÉFECTURE
de
POLICE

CABINET

2e Bureau

1re Section

N° du Der 52.131

SOCIÉTÉ D'ÉTUDES

ARRÊTÉ
qui en autorise la constitution

Nous, Préfet de Police,

Vu la demande à nous adressée, le 14 décembre 1888, par les personnes dont les noms et adresses figurent sur la liste ci-jointe, demande ayant pour but d'obtenir l'autorisation nécessaire à la constitution régulière d'une Association fondée à Paris sous la dénomination de :

ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME

Ensemble les statuts de ladite Association ;
Vu l'article 291 du Code pénal et la loi du 10 avril 1834 ;

Arrêtons :

ARTICLE PREMIER. — L'Association organisée à Paris sous la dénomination de :

ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME

est autorisée à se constituer et à fonctionner régulièrement.

ART. 2. — Sont approuvés les statuts susvisés tels qu'ils sont annexés au présent arrêté.

ART. 3. — Les membres de l'Association devront se conformer strictement aux conditions suivantes :

1° Justifier du présent arrêté au Commissaire de police du quartier sur lequel auront lieu les réunions ;

2° N'apporter, sans notre autorisation préalable, aucune modification aux statuts tels qu'ils sont ci-annexés ;

3° Faire connaître à la Préfecture de Police, au moins cinq jours à l'avance, le local, le jour et l'heure des réunions générales ;

4° N'y admettre que les membres de la Société et ne s'y occuper, sous quelque prétexte que ce soit, d'aucun objet étranger au but indiqué dans les statuts, sous peine de suspension ou de dissolution immédiate ;

5° Nous adresser, chaque année, une liste contenant les noms, prénoms, professions et domiciles des sociétaires, la désignation des membres du bureau, sans préjudice des documents spéciaux que la Société doit également fournir chaque année sur le mouvement de son personnel et sur sa situation financière.

ART. 4. — Ampliation du présent arrêté, qui devra être inséré en tête des statuts, sera transmise au Commissaire de police du quartier Gaillon, qui le notifiera au Président de l'Association et en assurera l'exécution en ce qui le concerne.

Fait à Paris, le 9 février 1889.

Le Préfet de police,
Signé : H. LOZÉ.

Pour ampliation :
Le Secrétaire général,
Signé : LÉPINE.

Vu pour notification :
Paris, le 17 février 1889.
Le Commissaire de police,
Signé : TOUNY.

ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME

18, Rue Daunou, 18

Membres du Bureau pour 1890

Président :	M. DE BUSSY, Membre de l'Institut, inspecteur général du Génie maritime en retraite.
Présidents d'honneur :	M. le Vice-Amiral PARIS, Membre de l'Institut. M. le Vice-Amiral Thomasset,
Vice-présidents :	M. LISBONNE, Directeur des Constructions navales en retraite. M. J.-A. NORMAND, Constructeur de navires au Havre. M. CH. MOUTIER, Directeur général de la Compagnie d'assurances maritimes *La Foncière.* M. E. PÉRIGNON, Ingénieur.
Secrétaire général :	M. L. PIAUD, Ingénieur en chef au *Bureau Veritas.*
Secrétaire :	M. L. VIVET, Ingénieur au *Bureau Veritas.*
Secrétaire-adjoint :	M. L. MULLER, Capitaine au long cours.
Trésorier :	M. BORJA DE MOZOTA, Chef du Service administratif au *Bureau Veritas.*

COMITÉ D'ÉTUDES

MM. LES MEMBRES DU BUREAU
et MM. AUROUS, Ingénieur de la Marine.
CARIÉ, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
DAYMARD, Ingénieur en chef de la Compagnie générale transatlantique.
DUPRAT, Directeur de la Compagnie des Chargeurs Réunis.
GEAY, Ingénieur aux Chantiers de la Loire.
LECLERT, Ingénieur de la Marine en retraite.
MADAMET, Ingénieur de la marine, Directeur de l'École d'application du Génie maritime.
MENIER (G.), Ingénieur civil.
NOEL, Ingénieur de la Marine en retraite.
RUEFF, Directeur des Messageries fluviales de Cochinchine.

LISTE GÉNÉRALE DES MEMBRES DE L'ASSOCIATION

MM.

ADER, Agent maritime, à Libourne.
ALLEST (D'), Directeur des Ateliers Fraissinet, à Marseille.
AMBLY (PESCHARD D'), Inspecteur général du Génie maritime.
ANEMAET, Président du Conseil d'administration du *Bureau Veritas*.
APENESS, Armateur, à Calais.
AUBOUS, Directeur des Constructions navales en retraite.
AUBOUS, Ingénieur des Constructions navales.
BACOT (Raymond), Ingénieur des Constructions navales en retraite.
BARBÉ, Armateur.
BARLATIER, Directeur du *Sémaphore*, à Marseille.
BEAUMANOIR (J. DE), Assureur maritime.
BÉHIC, Président de la Compagnie des Messageries maritimes et de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
BELAMY, Ingénieur au *Bureau Veritas*.
BERNARD, Directeur de la *Banque maritime*.
BERTIN, Ingénieur de la Marine.
BICHON, Ingénieur.
BIDERVANN, Ingénieur.
BIENAYMÉ, Directeur des Constructions navales.
BOISSEYAIN, Inspecteur du *Bureau Veritas*, à Marseille.
BORELLI, Président de la Société pour la Défense du commerce de Marseille.
BORJA DE MOZOTA, Chef du Service administratif au *Bureau Veritas*.
BOUCHER, Ingénieur-Mécanicien.
BOULET, Ingénieur-Constructeur.
BOURON, Ingénieur civil.
BRETON, Agent de la Compagnie des Chargeurs Réunis.
BUSSY (DE), Membre de l'Institut, Inspecteur général du Génie maritime en retraite, Ingénieur conseil aux Chantiers de la Loire.
CABROL (DE), Administrateur délégué des Chantiers de la Loire.
CADIAT, Ingénieur de la Marine en retraite, à Toulon.
CANET, Directeur du service de l'artillerie aux Forges et Chantiers de la Méditerranée.
CARIÉ, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
CATALA, Directeur des Ateliers de la Compagnie de Touage de la Haute-Seine.
CEUVEL, Ingénieur-Constructeur de navires, à Amsterdam.
CHAPMAN, Ingénieur civil, à Londres.
CHAUDOYE, Directeur général des Chantiers de la Loire, à Paris.
CHEVREUX, Ingénieur civil des Constructions navales.

MM.

CLERMONT (DE), Administrateur de la Compagnie des Chargeurs Réunis.
CONGY, Agent d'assurances maritimes.
COP, Ingénieur de la Marine des Pays-Bas.
CORDIER, Capitaine de frégate.
CORNUT, Ingénieur en chef de l'Association des Propriétaires de chaudières à vapeur du Nord.
CRONEAU, Ingénieur de la Marine.
CUIZINIER, Inspecteur du *Bureau Veritas*, à Nantes.
DABLAUD.
DAYMARD, Ingénieur en Chef de la Compagnie générale transatlantique.
DEGOIX, Assureur maritime.
DEINSE (VAN), Inspecteur de l'Association néerlandaise d'assurances maritimes.
DELÉARDE, Inspecteur de la Foncière, à Lille.
DELZONS, Représentant à Paris de la *Maatschappij de Maas*, de Rotterdam.
DEUTSCH.
DEWULF, Capitaine au long cours, Inspecteur du Lloyd, à Dunkerque.
DEZEUSTRE, Assureur maritime.
DREYFUS, Ingénieur à la Compagnie générale transatlantique, à Saint-Nazaire.
DUBIGEON (Eugène), Ingénieur civil, ancien Constructeur, à Chantenay-sur-Loire.
DUDEBOUT, Ingénieur de la Marine, Sous-Directeur de l'Ecole du Génie maritime.
DUMINY, Ingénieur en Chef de la Compagnie des Chargeurs réunis.
DUPRAT, Directeur de la Compagnie des Chargeurs réunis.
DUVAL, Industriel.
ELLIS, Inspecteur du *Bureau Veritas*, à Liverpool.
EVERS, Ingénieur civil.
FARJAS, Directeur de la *Revue Universelle des Inventions nouvelles*.
FLEURET, Ingénieur civil.
FLICHE, Ingénieur de la Marine en retraite, attaché aux Usines du Creusot.
FOULD (Henri), Membre de la Chambre de Commerce de Paris.
FRANÇOIS, Ingénieur civil.
GAILLARDET, Constructeur.
GALLAIS, Ingénieur civil des Constructions navales.
GARNIER, Ingénieur des Constructions navales, Sous-Directeur de l'Etablissement d'Indret.
GAUMONT.
GEAY, Ingénieur aux Chantiers de la Loire.
GEFFRIN, Inspecteur du *Bureau Veritas*, à Dunkerque.
GONFREVILLE, Assureur maritime, à Bordeaux.
GOODKOOP, Ingénieur Constructeur de navires, à Amsterdam.
GOYETCHE, Assureur maritime, à Bordeaux.
GRÉGOIRE.
GROLOUS, Ingénieur à la Compagnie générale transatlantique.
GUICHARD, Directeur des Chantiers de la Loire, à Saint-Nazaire.
GUILLET DE LA BROSSE, Ingénieur aux Chantiers de la Loire.
GUNZBOURG (baron de).
HAUSER, Ingénieur des Constructions navales.

MM.

HUREL.
HUTTER, Directeur des Services maritimes de la Société de Denain et d'Anzin.
HUYGHENS, Constructeur de navires, à Amsterdam.
JANSEN, Lieutenant de vaisseau, Hollande.
JULLIEN.
KIRKALDY, Ingénieur mécanicien, à Londres.
KLOTZ, Mécanicien.
LAMAURE, Agent de la Compagnie d'Assurances maritimes *La Foncière.*
LANG.
LARUE, Directeur de la Compagnie générale de Navigation, à Lyon.
LECLERT, Ingénieur des Constructions navales en retraite.
LECOINTE, Ingénieur de la Marine de l'Etat, Belgique.
LEDOUX, Ingénieur en Chef au corps des Mines, à Paris.
LEROY, Ingénieur de la Compagnie Havre-Paris-Lyon.
LEROY (J.), Agent de la Compagnie d'Assurances maritimes *La Foncière,* à Calais.
LESAUVAGE, Directeur des Chantiers Satre, à Arles.
LEVERD, Courtier-Juré d'assurances.
LISBONNE, Directeur des Constructions navales en retraite.
LOUTREL, Inspecteur général de *La Foncière* (Transports), à Amiens.
LUCARDIE, Directeur de la *Maatschappij de Maas,* Hollande.
MADAMET, Ingénieur des Constructions navales, Directeur de l'Ecole du Génie maritime.
MALLET, Sous-Directeur de *La Foncière* (Transports).
MARIN-DUBUARD (Baron), Assureur maritime.
MAW, Ingénieur, Londres.
MEES, Ingénieur au *Bureau Veritas.*
MENIER (Gaston), Ingénieur civil.
MENIER (Henri), Ingénieur civil.
MILLARD, Constructeur de navires (maison Armstrong, Mitchell et C°, à Newcastle).
MIRABAUD, Administrateur de la Compagnie des Chargeurs réunis.
MOREL, Directeur du Matériel de la Compagnie des Bateaux à vapeur du Nord.
MOUTIER, Directeur général de *La Foncière* (Transports).
MULLER, Capitaine au long cours.
NILUS, Ingénieur.
NOEL (Charles), Ingénieur des Constructions navales en retraite.
NOEL (Octave), Administrateur des Messageries maritimes.
NORMAND, Ingénieur-Constructeur au Havre.
PAINVIN, Ingénieur aux Chantiers de la Loire.
PARIS (Vice-Amiral), Membre de l'Institut, conservateur au Musée du Louvre.
PÉRIGNON, Ingénieur des Arts et Manufactures. Délégué par le *Yacht Club de France.*
PERRÉGAUX, Ingénieur, Directeur des Ateliers Voruz, à Nantes.
PIAUD, Ingénieur en chef au *Bureau Veritas.*
POUDAVIGNE, Agent de la Compagnie des Chargeurs réunis, au Havre.
RISBEC, Ingénieur de la Marine, Directeur des ateliers des Messageries Maritimes à la Ciotat.

MM.

RACHOU, Capitaine au long cours.
ROCHE, Ingénieur de la Marine, à Rochefort.
ROTHSCHILD, (Baron Arthur de).
ROVERS, Inspecteur du *Bureau Veritas*, à Amsterdam.
RUEFF (**S.P.**), Directeur des Messageries fluviales de Cochinchine.
SATRE (Henri), Constructeur de navires, à Lyon.
SCHNEIDER (Henri), Directeur des Etablissements du Creusot.
STAPFER DE DUCLOS (**S.P.**), Ingénieur-Constructeur.
THIÉBAUD, Administrateur du Comptoir National d'Escompte.
THOMASSET (Vice-Amiral).
TOUTAIN, Ingénieur de la Compagnie Commerciale, au Havre.
TURBOT, Fabricant de chaînes, à Anzin.
VANDERMADE, Directeur de la Fabrique Royale de Machines à vapeur, à Amsterdam.
VARENNES, Capitaine commissionné de Bateaux à vapeur.
VERMAUD, Ingénieur des Constructions navales, à Brest.
VIVET, Ingénieur civil des Constructions navales, au *Bureau Veritas.*
WEYL, Rédacteur au *Temps.*
WOODWARD, Assistant Naval constructor, Navy yard, à New-York.

COMPTE-RENDU

De la première session annuelle de l'Association technique maritime

LES 26 ET 27 JUIN 1890

La première assemblée générale des membres de l'Association technique maritime a eu lieu à Paris, 18, rue Daunou, les 26 et 27 juin 1890, à deux heures de l'après-midi, sous la présidence de M. de Bussy, membre de l'Institut, inspecteur général du Génie maritime en retraite.

Après quelques paroles de bienvenue et de remerciement adressées par le président aux membres présents, les mémoires suivants ont été lus .

NOTE

SUR LES ACTIONS RÉCIPROQUES DU GOUVERNAIL ET DE L'HÉLICE

Par M. A. NORMAND, vice-président

Dès l'introduction de l'hélice propulsive on a constaté que la puissance giratoire du gouvernail est très sensiblement diminuée quand il se trouve, eu égard au sens de la marche, placé en avant du propulseur. En d'autres termes, les qualités giratoires sont diminuées dans la marche arrière quand le gouvernail est, suivant l'usage, placé en arrière, et dans la marche avant, quand le gouvernail est placé en avant de l'hélice.

Ce double phénomène paraît dû à une même cause et susceptible d'une explication très simple.

Par suite de son action oblique, l'hélice produit sur l'eau un effort latéral en même temps que longitudinal ; cette action, étant en sens inverse pour l'aile inférieure et pour l'aile supérieure, se compense plus ou moins exactement. Mais si l'eau arrive à l'hélice suivant une direction oblique dans un plan horizontal par rapport à l'axe du propulseur, la compensation n'existe plus, et il en résulte que l'hélice tend à déplacer l'arrière du navire. Il est facile de prouver que l'effort latéral de l'hélice agit alors contrairement au gouvernail Le mode de raisonnement que j'emploierai

est le même que celui dont je me suis servi dans la « Note sur l'influence de la pente de l'axe de l'hélice sur l'utilisation », insérée au *Mémorial du Génie maritime*.

Il consiste à rechercher quelle doit être la vitesse des ailes d'hélice pour que leur action sur l'eau soit nulle.

La figure ci-jointe représente la vue en plan d'un navire marchant de l'avant, muni d'un gouvernail placé en avant de l'hélice.

Soit le gouvernail abattu pour faire venir l'avant sur tribord, l'aile supérieure (le pas étant à droite) sera représentée par AB, et l'aile inférieure par CD.

Le courant d'eau qui arrive au centre de l'hélice sera infléchi suivant la direction OA'.

Or, dans le temps qu'une molécule liquide met à parcourir le chemin OA', il faut, pour que l'aile supérieure AB n'exerce aucune action sur cette molécule, qu'elle parcoure le chemin AA' et prenne la position A'B'.

Pour que l'action de l'aile inférieure soit nulle, il suffit, au contraire, qu'elle parcoure le chemin beaucoup plus court CA', et prenne la position A'D'.

La vitesse des deux ailes AB et CD étant la même, il en résulte que l'action latérale de l'aile inférieure CD sera beaucoup plus énergique que celle de l'aile supérieure AB.

Or, l'action de l'aile CD tend à faire venir l'arrière sur tribord et, par suite, l'avant sur babord; *l'hélice agit donc par suite de la déflexion de l'eau, en sens inverse du gouvernail.*

Il est facile de voir que l'effet serait exactement le même si le pas de l'hélice était à gauche : l'effort le plus énergique serait encore exercé par l'aile se déplaçant de tribord vers babord.

Il semble résulter de ce qui précède que le gouvernail doit toujours être placé en arrière de l'hélice, les facultés giratoires ayant beaucoup plus d'importance dans la marche avant que dans la marche arrière. S'il en était ainsi, il y aurait lieu de le regretter, car cette disposition est la cause des inconvénients suivants :

1° Les trépidations qui, sur les navires à passagers rapides, rendent l'extrémité arrière presque inhabitable, et qui sont, sur les navires de guerre, un des principaux obstacles à la justesse du tir. On sait avec quelle rapidité le rivetage de l'étambot s'ébranle dans les grands paquebots.

2° La réduction de vitesse, due aux chocs de l'eau projetée par l'hélice, et aussi à ce que la position longitudinale de l'hélice est plus avancée. Ce fait a été constaté dès l'origine, par l'utilisation exceptionnelle du *Frankfort*, dont l'hélice était placée à l'arrière du gouvernail ;

3° L'émersion du gouvernail dans les tangages. Il devient alors inutile et très exposé aux coups de mer ;

4° La vulnérabilité du gouvernail dans les navires de guerre.

Mais il ne paraît pas évident que la position attribuée généralement au gouvernail soit exclusive de toute autre.

Si l'on fait flotter le long du safran du gouvernail d'un navire rapide (un torpilleur, par exemple) une ligne munie de flotteurs, on constate que la déviation des filets liquides, causée par le gouvernail lorsqu'il est abattu, s'étend à une faible distance, deux mètres au plus. Cette distance varie probablement avec la masse d'eau déviée, c'est-à-dire avec la largeur du gouvernail, et, par suite, avec la grandeur du navire.

Ce résultat est facile à comprendre : la masse d'eau déviée rencontre celle beaucoup plus grande d'eau immobile, et celle-ci l'oblige à reprendre la direction commune à une distance relativement faible du gouvernail.

Si donc, comme j'ai essayé de l'établir, c'est à la déviation du courant d'eau arrière qu'il faut attribuer l'action de l'hélice qui contrebalance l'effet du gouvernail, il suffirait de placer celui-ci à une distance de l'hélice telle que le courant ait repris sa direction normale avant de l'atteindre.

On peut faire plusieurs objections à cette proposition :

1° Le gouvernail serait moins efficace et ne pourrait pas être utilisé pour les virements sur place. Cette critique est très juste ; mais elle s'applique également bien aux navires à roues, qui sont loin d'être innavigables ;

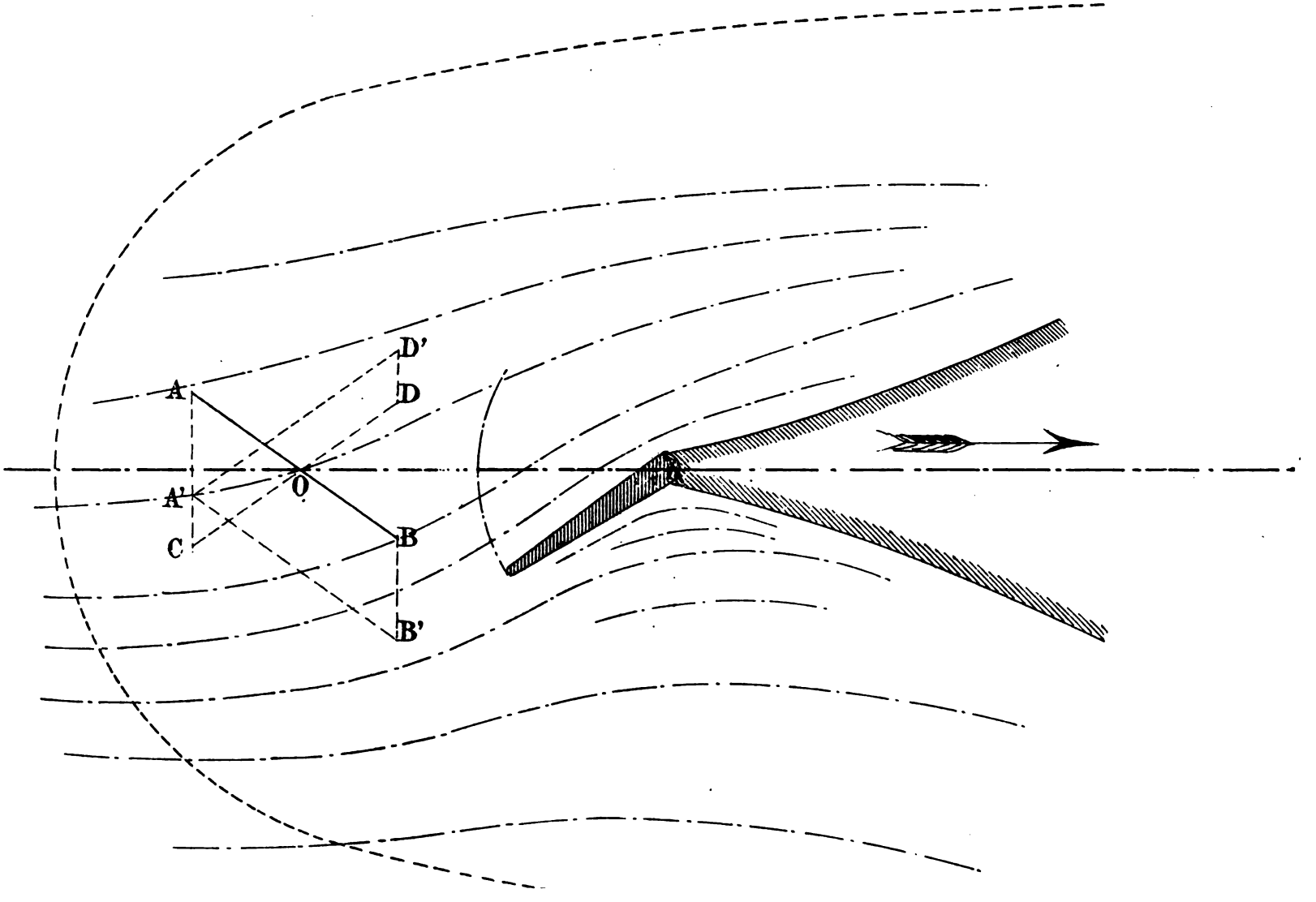
2° La stabilité de route serait diminuée. Elle ne le sera que si la quille n'est pas relevée à l'avant, de manière à conserver au centre de résistance latérale de la carène une position convenable ;

3° Le gouvernail, agissant sur un moindre levier, serait moins efficace.

Le contraire paraît très probable. Autrement un navire long aurait des cercles de giration de moindre rayon que les navires courts. On sait qu'il n'en est rien : les deux cas sont absolument comparables (sauf en ce qui concerne le moment d'inertie de la coque), puisqu'il est spécifié plus haut qu'à la nouvelle disposition du gouvernail doit correspondre une diminution de la surface latérale à l'extrémité avant. Du reste, l'effet du gouvernail résulte de l'angle qu'il fait avec la circonférence du cercle décrit. Pour une inclinaison de barre déterminée, cet angle augmente quand la distance du gouvernail au centre de rotation de la coque diminue.

Je ferai remarquer en terminant que les objections perdent beaucoup de leur valeur dans le cas d'hélices jumelles, dont l'emploi tend à se généraliser.

M. Normand communique ensuite aux membres présents, à l'appui de la théorie qu'il vient de développer, le dessin de l'arrière d'un torpilleur à 2 hélices qu'il vient de mettre en chantier pour la marine française, et dans lequel le gouvernail est placé à 2 mètres 50 des hélices.


D'
A
D
O
A'
C
B
B'

INFLUENCE ÉCONOMIQUE DE LA LÉGÈRETÉ

DANS LA CONSTRUCTION DES NAVIRES

Par M. HAUSER, Ingénieur de la marine

L'accroissement de vitesse, que les nécessités militaires ou commerciales imposent de plus en plus au constructeur, ont conduit ce dernier à la recherche de la légèreté dans tous les organes du navire. Emploi de matériaux plus résistants, agencement meilleur des éléments constitutifs, soins particuliers apportés à leur liaison et à leur mise en œuvre, tels sont les trois procédés par lesquels l'ingénieur parvient à obtenir un instrument de combat ou de transport chaque jour plus puissant sous un poids toujours plus faible.

Tel qu'il résulte de la force des choses, le navire ainsi créé n'est certainement pas sans défaut. Il est plus difficile de faire rendre au navire actuel tout ce que ses essais promettent, qu'il ne l'était pour les navires d'il y a vingt ans ; l'espace y est plus restreint, les organes de toute nature s'y accumulent et en rendent le maniement plus délicat et plus laborieux. Mais comme un courant impossible à remonter nous porte vers l'accroissement de la vitesse et de la puissance offensive et défensive, comme des besoins nouveaux, se traduisant par l'addition d'organes mécaniques, servo-moteurs, treuils, cabestans, éclairage électrique, appareils de manœuvre des canons, se révèlent chaque jour, il faut bien économiser d'un côté la charge qui s'ajoute de l'autre, à moins d'entrer dans la voie certainement plus commode de l'augmentation indéfinie des dimensions. Quel que soit le type créé, qu'il s'agisse d'un grand cuirassé ou d'un torpilleur, l'allègement, poussé aussi loin que le permet la résistance à conserver, est aujourd'hui inévitable.

La coque et la machine concourent l'une et l'autre à cet allégement. La coque de nos premiers cuirassés pesait 43 à 47 0/0 du déplacement ; les derniers descendent jusqu'à 35 0/0 (*Amiral-Baudin*). Parmi les croiseurs, le *Duquesne* avait un poids de coque de 47 0/0 ; le *Dupuy-de-Lôme*, cuirasse déduite, ne dépasse pas 32 0/0. Les machines du *Duquesne* pesaient 166 kilogrammes par cheval, celles du *Tourville* 184 kilogrammes. Actuellement, grâce à l'emploi du tirage forcé, le poids descend jusqu'à 85 kilogrammes, quelquefois même au-dessous. On est tenté de se demander si on n'a pas marché trop vite dans cette voie, et l'existence d'un courant d'opinion en ce sens donne quelque intérêt aux conséquences financières auxquelles conduit la variation du poids des coques et des appareils moteurs.

On peut dire que la solution du problème qui consiste à faire le navire le plus léger possible, est chaque jour atteinte d'une manière plus approchée. En est-il de même au point de vue financier, et l'ingénieur, qui doit étudier les plans d'un navire répondant à des conditions de port et de vitesse données, fait-il l'usage le plus pro-

ductif des deniers de l'État en réduisant au minimum les dimensions, par l'emplo de matières et de procédés de travail coûteux? S'il en était autrement, si l'emploi de matières d'un prix plus élevé, si les soins minutieux apportés à leur mise en œuvre faisaient dépasser au prix de revient celui d'un navire plus lourd, mais moins soigné d'exécution, on serait en droit d'accuser les ingénieurs de se laisser guider par la considération purement spéculative de la difficulté vaincue ; on pourrait leur reprocher de fermer les yeux à des résultats financiers, que les services de l'État, pas plus que les administrations commerciales, ne sont en droit de négliger.

On peut d'ailleurs présumer que l'emploi d'une matière ou d'une main-d'œuvre de qualité nouvelle en fait inévitablement baisser le prix. L'emploi d'une matière nouvelle fait créer des usines, surgir des procédés de fabrication plus économiques; la baisse de prix des tôles d'acier, qui, dans une période de quinze ans, sont descendues de 70 à 20 francs les 100 kilogrammes, est une vérification éclatante de cette règle (1). En ce qui concerne la main-d'œuvre, la différence est moins sensible; toutefois, on peut admettre que l'ouvrier s'habitue, dans une certaine mesure, à des travaux plus soignés, et que l'emploi d'appareils mécaniques doit restreindre graduellement la part de la main-d'œuvre dans les prix de revient.

§ 2. Examinons d'abord l'influence d'un accroissement de poids soit de la coque, soit de la machine, sur la grandeur et sur le prix de revient d'un navire.

Désignons par p le déplacement,

a le poids de la coque,

b le poids des accessoires de coque,

c le poids de la cuirasse,

d les poids constants, tels que l'artillerie, les torpilles, en vue du transport desquels le navire est fait,

e le poids de l'armement,

f le poids de l'appareil de propulsion,

f' l'approvisionnement de charbon nécessaire pour la distance à parcourir sans escale,

g le disponible que nous supposons être une fraction déterminée du déplacement total.

Nous avons donc l'égalité :

$$p = a + b + c + d + e + f + f' + g$$

Le rapport du poids de la coque au déplacement est $\frac{a}{p}$.

Nous considérons le navire comme un véhicule chargé de porter un poids invariable (d), avec une vitesse déterminée et à une distance limitée par l'approvisionnement de charbon (f'); le poids de sa protection (c) correspond à une épaisseur de cuirasse déterminée par les calibres auxquels on veut pouvoir résister.

Si nous passons de ce navire, pris comme type, à un navire semblable, dont le

(1) Le prix de tôles du *Redoutable* a été de 71 fr. 50.

poids de la coque sera une fraction du déplacement α différente de $\frac{a}{p}$, mais dont la vitesse, les poids constants, l'épaisseur de cuirasse et le rayon d'action seront les mêmes que sur le navire type, on pourra, en désignant par λ le rapport des dimensions homologues des deux navires, écrire :

$$(1)\begin{cases} p\lambda^3 = \alpha p\lambda^3 + b\lambda^3 + c\lambda^2 + d + e\lambda^2 + f\lambda^2 + f'\lambda^2 + g\lambda^3 \\ \alpha = 1 - \frac{b+g}{p} - \frac{c+e+f+f'}{p\lambda} - \frac{d}{p\lambda^3} \end{cases}$$

Si la variation des dimensions devait être considérable, nous ne serions plus autorisé à considérer les poids de l'appareil moteur et du charbon comme variant proportionnellement au carré de λ, la valeur de l'utilisation n'étant pas la même à une même vitesse pour deux navires de formes semblables, mais de dimensions différentes. Dans les limites de variations restreintes où nous nous maintiendrons, nous pouvons écrire l'équation comme nous venons de le faire.

De même nous pouvons faire varier le poids de la machine par cheval $\frac{f}{n}$ et lui donner une valeur nouvelle ε. Nous aurons alors :

$$(2)\begin{cases} p\lambda^3 = a\lambda^3 + b\lambda^3 + c\lambda^2 + d + e\lambda^2 + n\lambda^2\varepsilon + f'\lambda^2 + g\lambda^3 \\ \varepsilon = \frac{1}{n}\left(p\lambda - (a+b+g)\lambda - (c+e+f') - \frac{d}{\lambda^2}\right) \end{cases}$$

Il est peu commode de tirer des équations (1) et (2) les valeurs de λ correspondant à une valeur arbitraire de α et de ε. Mais on peut introduire dans ces équations des valeurs de λ arbitraires, en tirer les valeurs de α et de ε correspondantes, et dresser un tableau analogue à une échelle de déplacement, duquel on déduira facilement les dimensions et les déplacements qu'exigent soit un rapport du poids de coque au déplacement, soit un poids de machine par cheval différents de ceux du navire type.

§ 3. Faisons l'application numérique de ce qui précède au *Davout*. Sur ce navire :

	tx		
$p =$	3.027,040	$\alpha =$	29,704 %
$a =$	899,137	$\varepsilon =$	84 k 61
$b =$	84,000	$n =$	9.000
$c =$	316,875		
$d =$	113,650		
$e =$	247,188		
$f =$	761,500		
$f' =$	496,650		
$g =$	108,040		

Les deux équations deviennent :

$$(1) \qquad \alpha = 0{,}93656 - \frac{0{,}60197}{\lambda} - \frac{0{,}03755}{\lambda^3}$$

$$(2) \qquad \varepsilon = 215{,}096\lambda - 117{,}857 - \frac{12{,}628}{\lambda^2}$$

En faisant varier λ depuis 0,95 jusqu'à 1,10, on obtient le tableau (I).

On constate immédiatement la variation très rapide du déplacement avec l'augmentation du poids de la coque ou de la machine. Il suffit de porter le poids de la coque à 36 0/0 du déplacement, chiffre encore bien faible, pour être conduit à augmenter le déplacement, et par conséquent le prix, de plus de 33 0/0. La même augmentation du déplacement est nécessitée par un poids de machine de 108 k. par cheval.

Mais contentons-nous de variations plus modérées, et augmentons seulement le poids de la coque de 1/10, ce qui le porte à 32,67 0/0 du déplacement. Le déplacement total est alors de 3.440 tx, le rapport des dimensions 1,0436, et les divers poids sont indiqués dans le tableau suivant dont les éléments sont inscrits dans le tableau détaillé (II).

	DAVOUT	NAVIRE TRANSFORMÉ
	tx	tx
Coque	899,137	1.124,140
Accessoires de coque	84,000	95,470
Cuirasse	316,875	345,190
Artillerie, torpilles	113,650	113,650
Armement	247,188	269,220
Appareil moteur	761,500	829,020
Charbon	496,650	540,900
Disponible	108,040	122,800
Déplacement	3.027,040	3.440,390

§ 4. Examinons maintenant quel est l'accroissement de dépense qui résulte de l'agrandissement du navire, en appliquant à chacun des accroissements de poids le prix au kilogramme inscrit dans la colonne 4 du tableau (II).

Les prix attribués à la coque et à ses accessoires, à sa cuirasse, aux appareils auxiliaires et à l'appareil moteur sont ceux qui avaient été déterminés, en vue de la commande à l'industrie privée d'un navire du même type, et qui avaient été déduits de marchés analogues conclus dans les dernières années. Quant à ceux de l'exposant de charge, ils ont été estimés, mais comme ils ne s'appliquent qu'à une vingtaine de tonneaux, l'influence d'une erreur commise dans leur appréciation est négligeable.

Le résultat de la totalisation des produits des excédents de poids par les prix unitaires est de 646.664 fr., dont 330.831 fr. pour la coque métallique et 315.833 fr. pour tout le reste. Mais on pourrait à juste titre nous objecter que l'augmentation des échantillons entraîne une diminution du prix au kilogramme de la coque métallique. Pour que l'agrandissement du navire ne produisît pas une augmentation de dépense, il faudrait que cet abaissement du prix unitaire se traduisît par une réduction de prix de 330.831 fr. qui, répartie sur 980 tx, 940. donnerait un prix au kilogramme de

1 fr. 685 $-\frac{330.831}{980.940}=$ 1 fr. 345. Une pareille réduction nous paraît tout à fait improbable pour une augmentation aussi faible.

Il paraît toutefois vraisemblable que l'augmentation subie par la coque n'aura qu'une faible influence sur la main-d'œuvre, et que l'accroissement de prix proviendra principalement de l'emploi d'une plus grande quantité de métal. Il n'en sera pas rigoureusement ainsi, puisque le navire est augmenté de plus de 4 0/0 dans toutes ses dimensions principales, mais en faisant cette supposition, nous resterons au-dessous de l'augmentation réelle.

En raisonnant de cette manière, nous admettons que dans le prix de 1 fr. 685 la matière entre pour 0 fr. 30, et la main-d'œuvre pour 1 fr. 385. La main-d'œuvre restant la même, l'augmentation de prix de la coque métallique ne sera que de 196.339 × 0.30 = 58.901 fr., et l'augmentation de prix des autres parties du navire restant évaluée à 315.833 fr., on trouve finalement comme accroissement des frais de premier établissement..... fr. 374.734

Nous ferons observer que l'hypothèse que nous venons de faire donne comme prix de la coque métallique du nouveau navire 784.601 × 1,385 + 980.940 × 0,30 = 1.380.954 fr., et que le prix final du kilogramme de coque métallique ressort à $\frac{1.380.954 \text{ fr.}}{980.940}=$ 1 fr. 41, inférieur de 0 fr. 275 au prix estimé du *Davout*. Nous ne pensons pas que la différence de prix de revient d'une construction très soignée et d'une construction ordinaire puisse arriver à un chiffre aussi élevé, et nous pensons que le prix que nous venons de calculer pèche par défaut.

§ 5. Les frais de premier établissement ne sont pas seuls à considérer. L'accroissement des dimensions se traduit par des dépenses ultérieures, dont les principales sources sont une augmentation d'équipage, une consommation plus grande de charbon, des frais de réparation plus élevés.

Nous supposons, dans ce qui suit, que le navire est destiné à vivre 20 ans, et que, pendant 10 ans, chiffre vraisemblablement trop faible, il sera armé.

1° *Équipage.* — L'augmentation de personnel qui résulterait du poids inscrit au tableau 6, calculé proportionnellement au maître couple, serait de 18 hommes. Pour décharger notre compte autant que possible, nous supposerons que l'augmentation effective ne sera que de moitié, soit de 9 hommes.

Le prix de l'entretien d'un homme d'équipage, déduit des annexes du budget de 1887, est de 1.395 francs, si on y comprend l'état-major; de 1.120 francs, si on déduit les officiers. Nous supposerons que l'état-major ne sera pas augmenté, et, pour les 10 ans d'armement, la dépense à prévoir sera de 9 × 1.120 × 10 ..... 100.800

2° *Consommation de charbon.* — L'augmentation de poids de l'appareil moteur correspond à 798 chevaux. Nous supposerons une consommation

A reporter 475.534

Report 475 534

de 1 kilogramme par cheval indiqué et par heure, et, ainsi que le suppose l'annexe n° 12 du projet de budget de 1887, 612 heures de chauffe par an. En admettant enfin un prix moyen de charbon de 40 francs par tonne et une dépense de 10 0/0 en plus pour matières grasses, on obtient finalement pour la dépense pendant 10 ans :

$$\left(\frac{798 \text{ ch.} \times 612 \text{ h.} \times 10 \text{ a.} \times 1 \text{ k.} \times 40 \text{ f.}}{1.000}\right) \times \frac{11}{10} = \ldots \quad 214.885$$

3° *Entretien.* — L'annexe n° 12 du projet de budget nous fournit les coefficients adoptés par la direction du matériel pour l'évaluation des frais d'entretien. En appliquant à l'ensemble du navire les plus faibles des coefficients, ceux des mers d'Europe, on obtient par année d'armement 560.000 francs environ, soit 12,7 0/0 du prix du navire estimé à 4.400.000 francs, et 100.000 francs, soit 2,25 0/0 par année de désarmement, moyennement enfin 7,5 0/0. Ces chiffres paraissent un peu élevés, surtout si on les compare à ceux que l'on peut extraire des appendices du budget de la marine anglaise pour 1887-1888. Toutefois, comme les bâtiments de faible échantillon doivent être d'un entretien relativement coûteux, nous appliquerons les coefficients du budget, ce qui nous donne les chiffres suivants :

	VALEUR de l'accroissement de poids	ARMEMENT		DÉSARMEMENT		
		Coefficients	Valeurs	Coefficients	Valeurs	
Coque et accessoires...Fr.	197.158	0,0394	7.768 »	0.024	4.732 »	
Matériel d'armement.....	38.315	0,0295	11.302,90	0.020	766,30	
Machines et chaudières....	139.261	0,138	19.218 »	0.023	3.203 »	
Dépense annuelle.....			38.288,90		8.701.30	
Dépense de deux années			46.990,20			
Total pour dix ans d'armement et dix ans de désarmement.....						469.902
Total général ou augmentation.....						1.160.321

En résumé, une augmentation de 10 0/0 du poids de coque se traduit par une augmentation de 26 0/0 du prix de revient du navire neuf.

§ 5. Un calcul du même genre peut être fait pour une augmentation du poids de la machine par cheval. Nous avons supposé que le poids croissait de 10 0/0, c'est-à-dire était porté à 93 k. 07. Nous sommes arrivés au tableau ci-dessous dont le détail se trouve tableau III.

	DAVOUT	NAVIRE transformé
	tonneaux	tonneaux
Coque	899,137	998,040
Accessoires de coque	84,000	93,240
Cuirasse	316,875	339,710
Artillerie	113,650	113,650
Armement	247,188	254,990
Appareil moteur	761,500	897,990
Combustible	496,650	532,440
Disponible	108,040	119,940
Déplacement total	3.027,040	3.360,000

L'application des prix unitaires fait ressortir l'augmentation du prix de revient à 551.122 fr.

Un raisonnement analogue à celui que nous avons fait dans le cas précédent pour la coque métallique nous fait supposer que l'augmentation afférente à la machine ne sera pas proportionnelle à l'excédent de poids, et qu'il y a lieu d'affecter le total précédent d'une réduction de 100.000 fr. environ, ce qui ramène le total de l'accroissement des frais de premier établissement à.....Fr. 451.122

Il y a lieu d'accroître ce chiffre avec les mêmes hypothèses que dans le cas qui précède :

1° Pour une augmentation de 7 hommes d'équipage :

$7 \times 1.120 \times 10 =$ 78.400

2° Consommation de charbon et de matières grasses :

$$\left(\frac{649 \times 612 \times 10 \times 1 \times 40}{1.000}\right) \times \frac{11}{10} = \ldots\ldots\ldots \quad 174.764$$

3° Entretien :

	Valeur de l'accroissement de poids.	ARMEMENT		DÉSARMEMENT	
		Coefficient.	Valeurs.	Coefficient.	Valeurs
Coque et accessoires.	240.063	0,0394	9.458,5	0,024	5.761,5
Matérield'armement..	30.941	0,295	9.127,4	0,02	618,8
Machines et chaudières.	180.118	0,158	24.856,3	0,023	4.142,7
Dépense annuelle ..			43.442.2		10.523,0
Dépense de deux années.			53965,2		

Total pour dix ans d'armement et dix ans de désarmement..... 539.652

Total général..... Fr. 1.243.938

Une augmentation de 10 0/0 dans le poids du cheval indiqué se traduit par une augmentation de 28 0/0 du prix de revient du navire neuf.

Nous avons fait, pour le *Dupuy-de-Lôme*, les mêmes calculs, dont nous donnons les résultats détaillés dans les tableaux IV, V et VI. Le tableau IV nous indique la variation nécessaire dans le déplacement quand on fait croître ou décroître graduellement soit le poids de coque, soit le poids de machine par cheval. Ainsi, un poids de coque de 28 0/0 du déplacement et une machine pesant 123 kil. correspondent à un déplacement de 8380 tonneaux supérieur de plus de 33 0/0 au déplacement du type. Le tableau ci-dessous, qui résume les tableaux V et VI, indique la variation des principaux poids du navire nécessitée par une augmentation de 10 0/0 soit dans le rapport du poids de la coque au déplacement, soit dans le poids du cheval.

	Dupuy-de-Lôme	AUGMENTATION DE 10 0/0 du poids.	
		de coque	de machine
	tonneaux	tonneaux	tonneaux
Coque	1.994.000	2.509.150	2.167.500
Accessoires de coque	130.000	148.730	141.310
Cuirasse	1.086.000	1.187.990	1.149.170
Artillerie, torpilles	277.243	277.243	277.243
Armement	445.757	487.610	471.250
Appareil moteur	1.275.000	1.394.740	1.482.760
Combustible	907.000	992.170	958.880
Disponible	181.626	207.000	197.430
	tonneaux	tonneaux	tonneaux
Déplacement total	6.296.626	7.294.633	6.845.543

Si, comme nous l'avons fait pour le *Dupuy*, on accroît le rapport du poids de la coque au déplacement de 10 0/0, et qu'on le porte de 31.65 0/0 à 34.81, on obtient un accroissement des frais de premier établissement de 1.382.347 francs (tableau V), et si l'on admet, comme nous l'avons fait pour le *Dupuy*, que l'augmentation de la coque métallique ne provient que de la matière employée en plus, ce chiffre se réduit à ..... Fr. 809.047

Equipage. — Accroissement de 19 hommes. Nous ne supposerons qu'une adjonction de 10 hommes, ce qui donne 10 × 1120 × 10 ..... 112.000

Consommation de charbon et de matières grasses. La machine est augmentée de 1.314 chevaux.

$$\frac{1.314 \times 612 \times 10 \times 1 \times 40}{1.000} \times \frac{11}{10} = \ldots \quad 353.834$$

A reporter ..... Fr. 1.274.881

Report . . . 1.274.881

Entretien :	VALEUR de l'accroissement de poids	ARMEMENT		DÉSARMEMENT		
		Coefficients	Valeurs	Coefficients	Valeurs	
Coque et accessoires (cuirasse déduite)....	867.988	0.0394	34.198,7	0.024	20.831,7	
Armement	68.121	0.295	20.095,7	0.020	1.362,4	
Appareil moteur .	252.427	0.138	34.839,1	0.023	5.806,5	
Dépense annuelle.....			89.133,5		28.000,6	
Dépense de deux années.....			117.134,1			
Dépense de dix ans d'armement et dix ans de désarmement.....						1.171.341
Total général.....						2.446.222

soit environ 27 0/0 du prix de revient.

Si nous supposons le poids de la machine par cheval augmenté de 10 0/0, et porté de 91 k. 07 à 100 k. 18, les frais de premier établissement s'accroissent de 903.523 francs, et si nous supposons, comme nous l'avons fait pour le *Davout*, que l'augmentation provenant de la machine doit être réduite de 150.000 francs environ, le chiffre final est de..... 753.523

Equipage, 6 hommes : $6 \times 1.120 \times 10 =$..... 77.200

Machine, 810 chevaux : $\frac{810 \times 612 \times 10 \times 1 \times 40}{1.000} =$..... 198.288

Entretien :	VALEUR de l'accroissement de poids	ARMEMENT		DÉSARMEMENT		
		Coefficients	Valeurs	Coefficients	Valeurs	
Coque et accessoires (cuirasse déduite)....	303.836	0.0394	11.971,1	0.024	7.292,1	
Armement	41.633	0.295	12.881,7	0.020	832,7	
Appareil moteur.	438.031	0.138	60.448,3	0.023	10.074,7	
Dépense annuelle.....			85.301,1		18.199,5	
Dépense de deux années.....			103.500,6			
Dépenses de dix ans d'armement et dix ans de désarmement.....						1.035.006
Total général.....						2.064.017

soit environ 23 0/0 du prix de revient.

Les résultats qui précèdent, s'appliquent, dans une mesure plus ou moins grande, à tous les navires, et justifient suffisamment par la réduction finale de dépense, l'intérêt que l'on attache à la réduction des poids.

§ 6. — Abandonnons maintenant le domaine des faits passés et présents, et cherchons quelles voies nouvelles les progrès futurs de l'industrie peuvent ouvrir aux constructions navales.

On admet généralement au point de vue militaire, que nous avons jusqu'ici laissé de côté, que la réduction des dimensions des navires, à égalité de puissance offensive et défensive, est avantageuse. A la vérité, le petit navire est plus affecté dans sa masse par le mauvais temps; mais il est moins facilement atteint par les projectiles, visible à moins grande distance et surtout plus maniable que le grand. Somme toute, abstraction faite de toute considération de dépense, il y aurait encore intérêt à en réduire les dimensions.

Si donc une matière d'un prix plus élevé, mais dont un moindre poids fût nécessaire, pouvait être appliquée à la construction de la coque métallique et de l'appareil moteur, qui sont les deux éléments prépondérants, et dont les variations réagissent l'une sur l'autre, il pourrait se faire, si le prix du kilogramme de cette matière était dans un rapport convenable avec son poids spécifique, que le prix de revient du navire, dont les dimensions décroîtraient, ne subît aucune augmentation, fût même abaissé.

Il y a vraisemblablement bien des métaux qui peuvent être appelés, dans l'avenir, à remplacer le fer et l'acier. L'aluminium peut-être, soit par lui-même, soit plutôt par ses alliages, pourra remplir un jour ce rôle. Ce métal se fond et se lamine facilement. Son inoxydabilité et son poids spécifique à peine supérieur au tiers de celui de l'acier (écroui 2,67), l'abondance de ses minerais, doivent attirer l'attention. Des procédés de préparation nouveaux pourront en faire bientôt non plus un produit de laboratoire, mais un métal industriel; si nous ne voulons pas nous laisser devancer, il convient d'étudier dès à présent les avantages qu'il peut offrir pour nos constructions.

Toutefois, nous devons insister sur le manque de données positives à l'égard de la résistance de l'aluminium; si nous avons supposé, dans une partie de ce qui va suivre, qu'il pourrait remplacer l'acier à échantillons égaux, nous n'avons pu recueillir aucun renseignement qui nous permette de l'affirmer. Les conclusions que nous déduisons de nos calculs sont donc hypothétiques et devraient être corrigées d'après les résultats d'expériences précises, dont nous n'avons d'autre but que de démontrer l'utilité. Mais, en vue d'éviter tout mécompte, nous avons également étudié, ainsi qu'on le verra plus loin, les résultats auxquels on est conduit en attribuant à l'aluminium une résistance égale à la moitié de celle de l'acier (1).

A défaut d'application possible à l'aluminium, l'étude qui suit aura pour but de montrer l'intérêt qui s'attache à l'emploi d'une matière, quelle qu'elle soit, de faible

(1) Il y a lieu de rappeler que l'aluminium est facilement attaqué par les chlorures autres que le chlorure de sodium, et qu'un bordé de carène devrait probablement être doublé.

densité, et d'évaluer dans quelle mesure la réunion d'un prix élevé et d'un poids spécifique faible, peut permettre de ne pas accroître ou même de réduire la dépense.

§ 7. Admettons pour un moment que les propriétés physiques et chimiques du nouveau métal permettent sa substitution à l'acier, et examinons ce qui en résultera pour le *Davout* pris pour exemple.

Cherchons d'abord dans quelle proportion on peut réduire le poids de la coque.

La coque du *Davout* pèse 899t,137 et renferme 784t,601 d'acier.

Le poids de la même coque, substitution faite de l'aluminium à l'acier, et en conservant les mêmes échantillons, serait :

$$784,601 \times \frac{2,67}{7,8} + 899,137 - 784,601 = 383 \text{ tx}, 111$$

Le poids de coque serait réduit à 0,426 de ce qu'il est aujourd'hui, soit 12,60 0/0 du poids total, au lieu de 29,70 0/0.

Étudions également la réduction que l'on peut obtenir du poids de l'appareil moteur, sans réduire aucunement les épaisseurs du métal.

Les machines pèsent 314 tx, sur lesquels 72 0/0 environ de fer, de fonte et d'acier. Le poids peut donc être réduit à

$$\frac{72}{100} \times 314 \times \frac{2,67}{7,8} + \frac{28}{100} \times 314 = 165 \text{ tx}, 31$$

Les chaudières pèsent 312 tx, dont 93 0/0 environ d'acier. Leur poids peut donc être réduit à

$$\frac{93}{100} \times 312 \times \frac{2,67}{7,8} + \frac{7}{100} \times 312 = 121 \text{ tx}, 16$$

Si l'on ajoute aux poids précédents celui de l'eau des chaudières et des condenseurs, 135 tx, 500, on trouve un poids total de 421 tx, 97, soit, pour 9.000 chevaux, 46 kg, 885 par cheval, ou 0,554 du poids actuel.

Remarquons, d'ailleurs, que l'allégement des machines pourra dépasser sensiblement celui que nous admettons. Le remplacement des pièces mobiles par des pièces trois fois plus légères permettra sans doute d'accroître sensiblement la vitesse de piston et de réduire le poids de la machine.

Du côté des chaudières, nous faisons une erreur de sens inverse, car la fusibilité de l'aluminium (700°), ne permettra vraisemblablement pas de l'employer dans les parties en contact avec les gaz chauds: foyers, plaques à tubes et tubes.

D'autre part, la substitution du bronze d'aluminium au bronze ordinaire permettra de réduire de 20 0/0 le poids des pièces en bronze, sans changer les échantillons.

Nous admettons que ces causes d'erreurs se compensent sensiblement, quoique

nous pensions que le résultat final sera un allégement supérieur à celui que escomptons.

Nous supposons que les accessoires de coque subissent une réduction inte diaire entre celles de la machine et de la coque, nous l'évaluons à 50 0/0.

Nous ne supposerons aucune réduction sur le poids du blindage, quoiqu'il vraisemblable qu'il pourra en résulter une de l'emploi de l'aluminium, si les lités de résistance qu'on lui attribue sont démontrées dans l'avenir.

Si l'on se bornait à consacrer à la protection le total des poids économ qui s'élève à 900 tx environ, on pourrait couvrir la flottaison d'une ceinture rassée en acier de $2^m,50$ de haut et de $0^m,255$ d'épaisseur.

On peut aussi se proposer de profiter de la réduction des poids pour réc toutes les dimensions du navire.

Si l'on pouvait admettre d'une façon générale, comme nous l'avons fait p demment pour de faibles variations de dimensions, la proportionnalité des sances indiquées aux surfaces des maîtres couples, la vitesse restant la même quation qui nous indiquerait le coefficient de réduction à choisir serait :

$$p\lambda^3 = 0{,}426\, a\lambda^3 + 0{,}50 b\lambda^3 + c\lambda^2 + d + e\lambda^2 + 0{,}554\, f\lambda^2 + f'\lambda^2 + g\lambda^3$$
$$(p - 0{,}426\, a - 0{,}50\, b - g)\lambda^3 - (c + e)\lambda^2 - (0{,}554\, f + f')\lambda^2 - d = 0$$

En réalité, les forces et les poids de machines et de charbon nécessaires une même vitesse et une même distance décroîtront moins vite que λ^2 ; nous ad trons comme première approximation qu'ils décroissent comme λ, ce qui revi supposer qu'à une même vitesse l'utilisation varie comme la racine carrée du port des dimensions homologues.

Si on admet cette hypothèse qui, on le verra plus loin, donne une mac d'une puissance trop grande, l'équation précédente devient :

$$(p - 0{,}426\, a - 0{,}50\, b - g)\lambda^3 - (c + e)\lambda^2 - (0{,}554\, f + f')\lambda - d = 0$$

Appliquée aux données du *Davout*, cette équation devient :

$$2493{,}97\,\lambda^3 - 564{,}063\,\lambda^2 - 918{,}521\,\lambda - 113{,}650 = 0$$

La valeur de λ qui satisfait à cette équation est :

$$\lambda = 0{,}776$$

Ce qui donne pour les dimensions du nouveau navire :

$$L = 70^m,38$$
$$l = 9^m,39$$
$$t = 4^m,15$$
$$B^2 = 33^{m^2},434$$
$$D = 1415 \text{ tx}, 27$$

Le déplacement est donc réduit à moins de moitié, et la répartition des poids, détaillée dans le tableau VII, est résumée ci-dessous.

	DAVOUT	NAVIRE TRANSFORMÉ	NAVIRE TRANSFORMÉ (6.400 chevaux 180 hommes)
	Tonneaux	Tonneaux	Tonneaux
Coque	899,137	178,99	178,99
Accessoires de coque	84,000	19,63	19,63
Cuirasse	316,875	190,81	190,81
Artillerie, torpilles	113,650	113,65	113,65
Exposant de charge	247,188	148,85	174,14
Appareil moteur	761,500	327,45	300,07
Combustible	496,650	385,40	353,17
Disponible	108,040	50,49	84,81
Déplacement	3.027,040	1.415,27	1.415,27

On remarquera que les poids de l'appareil moteur sont exagérés. Le poids de 327 tx, 45, à 46 k., 885 le cheval, correspond à 6.984 chevaux, qui pour imprimer au navire une vitesse de 20 nœuds ne nécessiteraient qu'une valeur de M = 3,37. Or, d'après la courbe des utilisations du *Condor*, on trouve que la valeur de l'utilisation de ce navire, plus petit que celui que nous considérons, ne paraît pas devoir être à 20 nœuds inférieure à 3,47. Si nous admettons ce chiffre, nous n'avons besoin que d'une machine de 6.400 chevaux.

D'autre part, en suivant pour l'équipage et tous les poids qui s'y rapportent la proportionnalité au carré des dimensions homologues, on réduirait l'équipage à 119 hommes, ce qui serait insuffisant, eu égard à une machine de 6.400 chevaux et à l'artillerie du *Davout*. Nous estimons l'équipage nécessaire à 180 hommes.

En faisant ces trois rectifications : réduction de la machine à 6.400 chevaux, réduction corrélative du charbon, accroissement de l'équipage à 180 hommes, d'où résulte finalement un accroissement du disponible, le déplacement conservant la même valeur, on arrive aux chiffres de la colonne 3 du tableau précédent.

Nous laissons de côté, bien entendu, la question des qualités nautiques et celle des espaces nécessaires à l'installation du moteur et de l'armement, qui devraient être approfondies dans un projet. Il est probable qu'on serait conduit à réduire moins les dimensions du navire, mais alors on aurait un disponible en poids qui pourrait être affecté à la protection.

§ 8. Etudions maintenant quel doit être le prix du kilogramme d'aluminium pour que la construction du nouveau navire ne coûte pas plus que celle du *Davout*.

Les prix unitaires que nous avons adoptés plus haut, appliqués au *Davout*, donnent une dépense totale de 4.421.031 fr. (Tableau VII).

Appliqués tels quels au nouveau navire, ils donnent un total de 1.573.553 fr.,

dont la différence avec le prix du *Davout*, 2.847.478 fr., peut être employée à l'accroissement de valeur de la matière première. Répartie sur 309 tx, 88 de matières sur lesquels se fait la substitution de l'aluminium à l'acier (1), cette somme donne un quotient de 9 fr. 19, que ne devrait pas dépasser l'augmentation par kilogramme de métal mis en place, pour qu'il y eût égalité de prix de revient.

Comme d'ailleurs il faut tenir compte des déchets de mise en œuvre, que nous évaluons à 15 0/0, et que d'autre part il convient d'ajouter la valeur de la matière contenue dans les prix unitaires que nous avons primitivement appliqués, valeur que nous supposons de 0 fr. 30 par kilogramme, on voit finalement qu'il y aurait équilibre dans les dépenses si le prix de l'aluminium était $(9,19 + 0.30) \frac{100}{115} = 8$ fr. 25. Tel est le prix auquel l'emploi de l'aluminium commence à être dans le cas considéré financièrement avantageux.

Nous résumons ci-dessous les prix de revient :

	DAVOUT	NAVIRE transformé	DIFFÉRENCE
Coque, accessoires, cuirasse	2.428.327	2.109.032	—319.295
Armement	429.846	259.887	—169.959
Appareil moteur	1.562.858	2.052.430	+489.572
Valeur totale	4.421.031	4.421.349	+ 318 Somme à valoir

Il est bien évident que le navire plus petit que nous considérons exigera moins de frais de personnel et moins de charbon. Les économies qui résulteront de sa substitution au navire en acier seront les suivantes :

Entretien de 20 hommes d'équipage en moins pendant 10 ans. $20 \times 10 \times 1.120$	224.000 fr.
Charbon et matières grasses pour 2.600 chevaux de moins. $\frac{2.600 \text{ ch.} \times 612 \text{ h.} \times 10 \text{ a.} \times 40}{1.000} \times \frac{11}{10}$	700.128
Entretien de la coque 10 (0,0394 + 0,024) × 319.295	202.433
Entretien du matériel d'armement 10 (0,295 + 0,02) × 169.959	535.371
Total	1.661.932
A déduire :	
Augmentation de l'entretien de l'appareil-moteur 10 (0,138 + 0,023) × 489.572	788.211
Somme à valoir	318
Reste	873.403

L'économie finale est donc de plus de 873.000 fr., c'est-à-dire de 20 0/0 de la dépense de premier établissement.

(1)

Coque métallique	125 tx, 48
Accessoires de coque	19, 63
72/100 de la machine	84, 64
93/100 des chaudières	80, 13
	309 tx, 88

§ 9. — Enfin, on peut se demander quel est le prix limite auquel le nouveau métal commence à être avantageux, en appliquant aux frais de construction les économies faites sur les frais d'entretien.

Si l'on prend comme plus-value de l'aluminium mis en place 10 fr. 50, ce qui donne comme prix, en tenant compte comme plus haut des déchets et de la valeur de l'acier non employé $(10,50 + 0,30)\frac{100}{115} = 9$ fr. 39, on peut établir le compte suivant déduit dn tableau (VIII), dans lequel on a appliqué à l'aluminium la plus-value de 10 fr. 50.

	DAVOUT	NAVIRE transformé.	DIFFÉRENCE
Coque et accessoires, cuirasse.....	2.428.327 fr.	2.299.126 fr.	— 129.201 fr.
Armement.....	429.846 »	259.887 »	— 169.959 »
Appareil moteur.....	1.562.858 »	2.268.280 »	+ 705.422 »
Valeur totale.....	4.421.031 fr.	4.827.293 fr.	+ 406.262 fr. Augmentation des frais de 1er établissement.

	ACCROISSEMENT de dépenses.	DIMINUTION de dépenses.
Augmentation de frais de premier établissement.....	406.262 fr.	»
Entretien de 20 hommes d'équipage en moins pendant 10 ans : 20 × 10 × 1120 fr.....	»	224.000 »
Charbon et matières grasses pour 2.600 chevaux de moins 2.600 ch. $\times \frac{612}{1000}$ h. × 10 a. × 40 $\times \frac{11}{10}$....	»	700.128 »
Entretien. Coque.. — 10 × (0,0394 + 0,024) 129201.	»	81.913 »
— Armement.— 10 × (0,295 + 0,02) 169959...	»	535.371 »
— Appareil moteur + 10 × (0,138 + 0,023) × 705422.....	1.135.729 »	»
	1.541.991 »	1.541.412 »
Différence ou somme à valoir.....	»	579 »
Total égal.....	1.541.991 »	1.541.991 »

§ 10. — Il n'est pas sans intérêt de voir ce que deviennent les résultats qui précèdent si, au lieu de supposer à l'aluminium une résistance égale à celle de l'acier, on lui attribue une résistance moindre. Supposons par exemple que la résistance de l'aluminium ne soit que la moitié de celle du métal employé dans les constructions actuelles, et reprenons dans cette hypothèse la série des calculs qui précèdent, en supposant que l'on donne au *Davout* des échantillons doubles de ceux actuellement adoptés.

Ainsi que nous l'avons vu précédemment, la coque du *Davout*, pour un poids total de 899 tx, 137, renferme 784 tx, 601 d'acier.

Son nouveau poids, après remplacement de l'acier par l'aluminium et doublement des échantillons, serait donc :

$$784 \text{ tx, } 601 \times 2 \times \frac{2,67}{7,8} \times (899 \text{ tx, } 137 - 784 \text{ tx, } 601) = 651 \text{ tx, } 685$$

Ce poids ne serait donc que les $\frac{725}{1000}$ du poids actuel, et le rapport du poids de la coque au déplacement tomberait à 0,215.

Le poids de l'appareil moteur deviendrait :

Machines et outillage : $\frac{72}{100} \times 314 \text{ tx} \times 2 \times \frac{2,67}{7,80} \times \frac{28}{100} \times 314 \text{ tx} = 242 \text{ tx,} 797$

Chaudières : $\frac{93}{100} \times 312 \text{ tx} \times 2 \times \frac{2,67}{7,80} + \frac{7}{100} \times 312 \text{ tx}$..... = 220 tx, 488

Eau des chaudières et des condenseurs..... ..... = 135 tx, 500

Total..... 598 tx, 785

Le poids de l'appareil moteur n'est plus que 0,786 de ce qu'il était primitivement, et le poids du cheval indiqué ressort à 66, k 54.

Enfin, nous admettrons pour les accessoires de coque une réduction de poids intermédiaire, entre celle de la coque et celle de la machine, que nous évaluerons à 0,75.

On remarquera que les réductions de poids apportées à la coque, à l'appareil, moteur et aux accessoires de coque donneraient, si on ne réduisait pas les dimensions, un disponible de 431 tx environ, qui permettrait de doubler largement l'importance du pont cuirassé, ou de garnir la flottaison d'une ceinture en acier de $2^m,50$ de hauteur et de $0^m,125$ d'épaisseur.

Si l'on préfère réduire les dimensions, on déduira le coefficient de réduction de l'équation :

$$p\lambda^3 = 0,725\, a\lambda^3 + 0,75\, b\lambda^3 + c\lambda^2 + d + e\lambda^2 + 0,786\, f\lambda + f\lambda + g\lambda^3$$

qui, toutes réductions faites, devient :

$$2204,126\lambda^3 - 564,063\lambda^2 - 1095,435\lambda - 113,650 = 0,$$

et dont la solution, $\lambda = 0,884$, donne pour les dimensions du navire transformé :

L = $80^m,07$
l = 10 ,70
t = 4 ,73
B^2 = $38^{m^2},09$
D = 2091 tx,10

Le déplacement est donc abaissé de près d'un tiers, et la répartition des poids, détaillée dans le tableau IX, s'établit de la manière suivante, en supposant que l'équipage n'est réduit que de 20 hommes, et que la force de la machine est ramenée à 7300 chevaux, ce qui paraît suffisant pour maintenir la vitesse à 20 nœuds.

	DAVOUT	NAVIRE TRANSFORMÉ (7.300 chevaux 180 hommes)
	Tonneaux	Tonneaux
Coque	899,137	450,320
Accessoires de coque	84,000	43,520
Cuirasse	316,875	247,620
Artillerie, torpilles	113,650	113,650
Exposant de charge	247,188	203,250
Appareil moteur	761,500	485,680
Combustible	496,650	402,670
Disponible	108,040	144,390
Déplacement	3.027,040	2.091,100

Le tableau IX met en regard les poids et les prix de revient des diverses portions du déplacement. Si l'on ne tenait pas compte de l'augmentation de dépense provenant de l'emploi d'un nouveau métal, on voit que l'économie réalisée par la réduction des dimensions serait de 4.421.031 fr. — 2.708.857 = 1.712.174 fr. qui, répartis sur 722 tx 84 de métal à employer, permettent d'accepter une plus-value de 2 fr. 37 par kilogramme, sans augmenter sensiblement le prix total. En tenant compte comme précédemment du prix de l'acier non employé, évalué à 0 fr. 30, et des déchets estimés à 15 0/0, on arrive à conclure que, pour qu'il n'y eût pas d'augmentation de frais de premier établissement, il faudrait que l'aluminium ne coutât que $(2\,\text{f.}\,37 + 0\,\text{f.}\,30)\,\frac{100}{115} = 2$ fr. 32.

Les prix de revient sont résumés dans le tableau ci-dessous

	DAVIOT	NAVIRE transformé	DIFFÉRENCES
	francs	francs	francs
Coque, accessoires, cuirasse	[illegible]	[illegible]	— [illegible]
Armement	[illegible]	[illegible]	— [illegible]
Appareil moteur	[illegible]	[illegible]	— [illegible]
Valeur totale	[illegible]	[illegible]	— [illegible]
			Somme à valoir

Si nous voulons tenir compte des réductions de dépenses d'entretien que procure la réduction des dimensions, nous établirons le compte suivant :

Réduction de dépenses

Entretien de 20 hommes d'équipage en moins pendant 10 ans. $20 \times 10 \times 1.120$ fr. =	224.000 fr.
Charbon et matières grasses, pour 1.700 chevaux de moins. $\frac{1.700 \times 612 \times 10 \times 40}{1.000} \times \frac{11}{10} =$	457.776 »
Entretien de la coque $10 \times 0.0394 - 0.024 \times 27.399$ fr.	17.371 »
Entretien du matériel d'armement $10 \times 0.2[illegible] - [illegible] \times 93.458$ fr.	294.393 »
Total	993.540 fr.

Augmentation de dépenses

Entretien de l'appareil moteur $10 \times 0.138 - 0.023 \times 121.813$ fr.	196.119 »
Somme à valoir	956 »
Reste	796.465 fr.

L'économie finale ressort donc à 18 0/0 environ des frais de premier établissement.

§ 11. Si l'on désire appliquer aux frais de premier établissement les économies à prévoir sur l'entretien, on peut porter la plus value à 2 fr. 91, ce qui donne comme prix de l'aluminium $(2,91 + 0,30) \frac{1,0}{1,15} = 2,79$. Le tableau X donne, dans cette

hypothèse, le calcul détaillé du prix de revient, qui se résume dans le tableau ci-dessous suivi du compte de l'entretien :

	DAVOUT	NAVIRE transformé	DIFFÉRENCES
	francs	francs	francs
Coque, accessoires, cuirasse	2.428.327	2.624.877	+196.550
Armement	429.846	336.388	— 93.458
Appareil moteur	1.562.858	1.851.056	+288.198
Valeur totale	4.421.031	4.812.321	+391.290

	ACCROISSEMENT des dépenses	DIMINUTION des dépenses
	francs	francs
Augmentation des frais de premier établissement	391.290	.....
Entretien de 20 hommes en moins pendant 10 ans : $20 \times 10 \times 1.120$ fr.	.....	224.000
Charbons et matières grasses pour 1.700 chevaux de moins $\frac{1.700 \times 612 \times 10 \times 40}{1.000} \times \frac{11}{10}$	.....	457.776
Entretien de la coque $+10 \times (0,0394 + 0,024) \times 196.550$f.	124.613	.....
Entretien du matériel d'armement $-10 \times (0,295 + 0,02) \times 93.458$ fr.	.....	294.393
Entretien de l'appareil moteur $+10 \times (0,138 + 0,023) \times 288.198$ fr.	463.999	.....
	979.902	976.169
Différence ou somme à valoir	.....	3.733
Total égal	979.902	979.902

§ 12. En résumé, si l'on admet que l'aluminium a une résistance moitié seulement de celle de l'acier, il y a équivalence au point de vue du prix de revient entre l'acier aux prix actuels et l'aluminium à 2 fr. 32 ; si l'on tient compte des frais d'entretien, l'équivalence est obtenue dès que l'aluminium a atteint le prix de 3 fr. 79.

Admet-on, au contraire, que l'aluminium a la même résistance que l'acier, dans ce cas, il suffit pour que la balance soit égale, que son prix soit de 9 fr. 39 ; si l'on ne tient pas compte des frais d'entretien, l'équilibre n'est obtenu que quand le prix de l'aluminium descend à 8 fr. 25. Des publications sérieuses indiquant, dès aujourd'hui, pour l'aluminium le prix de revient de 4 fr. 50 (1), prix susceptible d'une

(1) *Revue des Mines et de la Métallurgie.* Tome XXI, 1er numéro, page 225 ; 2e numéro, page 265.

prochaine diminution, il est permis de se demander si les conséquences quelque peu paradoxales des calculs qui précèdent ne sont pas de nature à modifier grandement le choix du métal employé aux constructions.

A ce prix, en effet, même en admettant une large part d'exagération dans les réductions de poids que nous avons opérées, on pourrait construire économiquement en aluminium et bénéficier de la réduction des dimensions, ce qui, pour les grands navires surtout, serait un sérieux avantage. Si, d'autre part, le prix s'abaissait davantage (et il est probable qu'il en serait ainsi dès que la demande serait considérable), ou si l'on voulait négliger le côté économique de la question, on entrevoit la possibilité de consacrer soit à l'augmentation de la vitesse bien au-delà des limites actuellement atteintes, soit à l'accroissement de la protection ou de la puissance offensive une portion considérable du poids rendu disponible. La vitesse ne serait plus limitée, comme aujourd'hui, par le poids à attribuer au moteur, mais par les capacités intérieures dont on pourrait disposer pour lui. L'excédent disponible pourrait toujours être consacré à la puissance défensive ou offensive.

Nous devons toutefois insister sur les points pour lesquels nous avons été réduit aux hypothèses. Nous avons supposé tantôt que l'aluminium laminé avait la résistance de l'acier (1), tantôt qu'il n'avait qu'une résistance moitié moindre (2). Des expériences précises seraient nécessaires pour être fixé d'une manière certaine, et nous ne saurions trop vivement souhaiter que l'on s'assure à bref délai si l'aluminium, ou certains de ses composés, sont susceptibles de remplacer, volume pour volume, l'acier, soit à l'état de tôles et de cornières, soit à l'état de pièces de machines coulées ou forgées. Des résultats de ces essais on pourrait déduire, avec plus de précision, les limites dans lesquelles l'emploi de l'aluminium serait avantageux.

L'aluminium pur eût-il une faible résistance, il ne s'ensuivrait pas que son étude, au point de vue des constructions, dût être abandonnée. L'addition d'une faible proportion de matière étrangère peut suffire pour modifier considérablement les propriétés d'un métal, et la différence qui existe entre les aciers durs et le fer doux suffit à prouver qu'il ne faudrait pas rejeter à priori l'emploi de l'aluminium si, à l'état de pureté presque complète d'un produit de laboratoire, il présentait une résistance inférieure à celle que nous avons supposée. Dût-on, d'ailleurs, augmenter les échantillons, il se pourrait qu'avec un prix moins élevé que le prix limite que nous avons déterminé, on pût encore faire usage du nouveau métal, sans augmentation de dépense, et avec les bénéfices que donne un navire plus léger et plus petit.

(1) Pelouze et Fremy. Tome II, page 631. *Revue des Mines et de la Métallurgie*. Tome XXI. 1er numéro, page 209.

(2) Engineering, 28 mars 1890.

RÉSUMÉ

Résultats des variations de poids de la coque et de l'appareil moteur	DAVOUT	DUPUY DE LOME
L'accroissement de 10 0/0 dans le poids de la coque produit :		
Une augmentation de déplacement de.....	13,6 0/0	14,4 0/0
Une augmentation des frais de construction de..	375.000	809.000
— d'entretien d'équipage.....	101.000	112.000
— de dépense de combustible...	215.000	354.000
— d'entretien de la coque et de l'appareil moteur..... ...	470.000	1.171.000
— de dépense totale.....	1.161.000	2.446.000
dont le rapport à la dépense initiale est....	26 0/0	27 0/0
L'accroissement de 10 0/0 dans le poids de la machine produit :		
Une augmentation de déplacement.....	13 0/0	8,7 0/0
Une augmentation des frais de 1er établissement.	451.000	754.000
— d'entretien d'équipage.....	78.000	77.000
— de dépense de combustible...	175.000	198.000
— d'entretien de la coque et de l'appareil moteur.....	540.000	1.035.000
— de dépense totale de.....	1.244.000	2.064.000
dont le rapport à la dépense initiale est....	28 0/0	23 0/0

	DAVOUT	
	Echantillons ÉGAUX	Echantillons DOUBLÉS
La substitution à l'acier d'un métal ayant pour dénsité 2.67 produit :		
1° Sans réduire les dimensions principales.		
Un disponible de poids de.....	900 tx	431 tx
qui peut fournir une ceinture blindée de.....	2m50×0,255	2m50×0,125
2° Si on réduit les dimensions du navire, une réduction de déplacement de.....	53,3 0/0	31 0/0
Les frais de construction ne seront pas augmentés si le nouveau métal coûte par kilogramme	8 fr. 25	2 fr. 32
Et il résultera de la réduction des dimensions du navire une réduction des frais d'entretien d'équipage.....	224.000 f.	224.000 f.
De dépense de combustible.....	700.000	458.000
D'entretien de la coque et de l'appareil moteur.	.....	114.000
Total.....	924.000 f.	796.000 f.
Une augmentation des frais d'entretien de la coque et de l'appareil moteur de.....	50.000	
Différence ou économie.....	874.000 f.	
Soit, rapporté à la valeur du navire.....	19,8 0/0	18 0/0
Pour que l'économie des frais d'entretien fût absorbée par les frais de construction, il faudrait que le nouveau métal coûtât, le kilogramme.....	9 fr. 39	2 fr. 79

DAVOUT

Variations du déplacement nécessitées par une variation dans le poids de coque ou dans le poids de la machine par cheval :

RAPPORT des dimensions	ACCROISSEMENT du déplacement en centièmes	DÉPLACEMENT	POIDS de coque	POIDS de machine par cheval
λ	$1 - \lambda^3$	$p\,\lambda^3$	α	ε
0,95	— 14,26	2.595,4	0,2591	72,49
0,96	— 11,53	2.678,0	0,2671	74,93
0,97	— 8,73	2.762,7	0,2748	77,36
0,98	— 5,88	2.849,0	0,2824	79,79
0,99	— 2,97	2.937,0	0,2898	82,20
1,00	0,00	3.027,0	0,2970	84,61
1,01	+ 3,03	3.118,8	0,3041	87,01

[redacted]

DAVOUT

Poids de coque passant de 29,70 à 32,67 0/0

	DEVIS des poids du DAVOUT 1	DEVIS des poids du navire modifié 2	DIFFÉRENCES 3	PRIX du kilogr. 4	ACCROISSEMENT de dépense 3 × 4	
	Tonneaux	Tonneaux	Tonneaux	Francs	Francs	
Coque métallique..	784,601	980,940	196,339	1,685	330.831	
Bois.....	38,000	47,510	9,510	1,312	12.477	
Cellulose et linoleum	39,012	48,770	9,758	1,80	17.564	
Ciment, peinture..	37,524	46,920	9,396	1,685	15.832	
	a=899,137	1.124,140	225,003		376.104	
Accessoir. de coque	b= 84,000	95,470	11,470	2,50	28 675	
Cuirasse.....	c=316,875	345,190	28,315	2,25	63.709	
					469.088	
Artillerie.....	104,000	104,000	»	»		
Torpilles.....	9,650	9,650	»	»	»	
	d=113,650	113,650	»			
Mâture, agrès.....	92,038	100,240	8,202	2,00	16.404	
Vivres.....	31,180	33,960	2,780	»	»	
Tare des vivres....	7,780	8,470	0,690	»	»	
Eau.....	12,000	13,070	1,070	»	»	
Caisses à eau.....	3,600	3,920	0,320	1,00	320	
Embarcations.....	14,300	15,570	1,270	2,50	3.175	
Appareils auxiliaires	24,900	27,120	2,220	5,80	12.876	
Equipage.....	30,390	33,100	2,710	»	»	18 homm. en plus
Objets divers.....	31,000	33,770	2,770	2,00	5.540	
	e=247,188	269,220	22,032		38.315	
Machines et outillage	314,000	341,980	27,980	3,457	96.727	798 chvx en plus
Chaudières.....	312,600	339,800	27,800	1,53	42.534	
Eau.....	135,500	147,240	11,740	»	»	
	f=761,500	829,020	67,520		139.261	
Charbon.....	f'=496,650	540,900	44,250			
	F=1.258150	1.369,920	111,770			
Disponible.....	g=108,040	122,800	14,760			
Déplacement.....	p=3207,040	3.440,390	413,330		640.664	

DAVOUT

Poids de machine passant de 84.61 à 93.07 0/0

	DEVIS des poids du DAVOUT 1	DEVIS des poids du navire modifié 2	DIFFÉRENCES 3	PRIX du kilogr. 4	ACCROISSEMENT de dépense 3 × 4	
	Tonneaux	Tonneaux	Tonneaux	Francs	Francs	
Coque métallique..	784,601	870,910	86,309	1,685	145.430	
Bois.....	38,000	42,180	4,180	1,312	5.484	
Cellulose et linoleum	39,012	43,300	4,288	1,800	7.718	
Ciment, peinture...	37,524	41,650	4,126	1.685	6.952	
	a=899,137	998,040	98,903		165.584	
Accessoir. de coque	b= 84,000	93,240	9,240	2,50	23.100	
Cuirasse	c=316,875	339,710	22,835	2,25	51.379	
Artillerie	104,000	104,000	»	»	240.063	
Torpilles.....	9,650	9.650	»	»		
	d=113,650	113,650	»			
Mâture, agrès.....	92,038	98,670	6,632	2,00	13.264	
Vivres.....	31,180	33,420	2,240	»	»	
Tare des vivres....	7,780	8,340	0,560	»	»	
Eau	12,000	12,870	0,870	»	»	
Caisses à eau.....	3,600	3,860	0,260	1,00	260	
Embarcations.....	14,300	15,330	1,030	2,50	2.575	
Appareils auxiliaires	24,900	26,690	1,790	5,80	10.382	
Equipage.....	30,390	32,580	2,190	»	»	14 homm. en
Objets divers	31,000	33,230	2,230	2.00	4.460	
	e=247,188	264,990	17,802		30.941	
Machines et outillage	314,000	370,280	56,280	3,457	194.560	649 chev. en
Chaudières.	312,000	367,920	55,920	1,53	85.558	
Eau	135,500	159,790	24,290	»	»	
	f=761,500	897,990	136,490		280.118	
Charbon	f'=4 96650	532,440	35,790			
	F=1258,150	1.430,430	172,280			
Disponible	g=108,040	119,940	11,900			
Déplacement.....	p=3027,040	3.360,000	»		551.122	

DUPUY-DE-LOME

Variations du déplacement nécessitées par une variation dans le poids de coque ou le poids de machine par cheval:

RAPPORT des dimensions	ACCROISSEMENT du déplacement au centième	DÉPLACEMENT	POIDS de coque	POIDS de machine par cheval
0,95	— 14,26	5.398,725	0,2783	74,68
0,96	— 11,53	5.570,600	0,2864	77,98
0,97	— 8,73	5.746,900	0,2942	81,27
0,98	— 5,88	5.926,300	0,3019	84,55
0,99	— 2,97	6.109,600	0,3093	87,81
1,00	»	6.296,626	0,3167	91,07
1,01	+ 3,03	6.487,400	0,3238	94,32
1,02	+ 6,12	6.682,000	0,3308	97,54
1,03	+ 9,27	6.880,300	0,3376	100,75
1,04	+ 12,49	7.083,100	0,3443	103,96
1,05	+ 15,76	7.289,000	0,3508	107,16
1,06	+ 19,10	7.499,000	0,3571	110,34
1,07	+ 22,50	7.713,400	0,3634	113,53
1,08	+ 25,97	7.931,900	0,3694	116,70
1,09	+ 29,50	8.154,600	0,3754	119,87
1,10	+ 33,10	8.380,900	0,3812	123,02

DUPUY-DE-LOME

Poids de coque passant de 31,65 à 34,81 0/0

	DEVIS des poids du DUPUY-DE-LOME 1	DEVIS des poids du navire modifié 2	DIFFÉRENCES 3	PRIX du kilogr. 4	ACCROISSEMENT de dépense 3 × 4
	Tonneaux	Tonneaux	Tonneaux	Francs	Francs
Coque métallique.....	1.707,030	2.148,030	441,000	1,60	705.600
— bois.....	43,381	54,580	11,199	1,30	14.559
Peinture, mastic, ciment.	58,589	73,750	15,161	1,68	25.470
Supplément à la coque.	130,500	164,210	33,710	1,60	53.936
Cellulose, linoleum.....	54,500	68,580	14,080	1,80	25.344
	a = 1.994,000	2.509,150	515,150		824.909
Accessoires de coque...	b = 180,000	148,730	18,730	2,30	43.079
Cuirasse.....	c = 1.086,000	1.187,990	101,990	1,90	193.781
Artillerie.....	267,243	267,243	»		1.061.769
Torpilles.....	10,000	10,000	»		
	d = 277,243	277,243	»		
Mâture, agrès, apparaux.	140,458	153,160	12,702	1,90	24.134
Vivres.....	63,240	69,280	6,040	»	»
Tare des vivres	11,260	12,340	1,080	»	»
Eau.....	24,000	26,280	2,280	»	»
Caisses.....	8,000	8,760	0,760	1,00	760
Embarcations.....	24,000	26,280	2,280	2,50	5.700
Appareils auxiliaires....	48,000	52,590	4,590	5,50	25.245
Equipage.....	62,500	68,480	5,980	»	»
Objets divers.....	64,299	70,440	6,141	2,00	12.282
	e = 445,757	487,610	41,853		68.121
Machines et outillage...	557,000	609,310	52,310	3,45	180.470
Chaudières.....	501,000	548,050	47,050	1,53	71.987
Eau.....	217,000	237,380	20,380	»	»
	f = 1.275,000	1.394,740	119,740		252.457
Charbon.....	f' = 907,000	992,170	85,170		
	F = 2.182,000	2.386,910	204,910		
Disponible.....	g = 181,626	207,000	25,374		
Déplacement.....	p = 6.296,626	7.204,633	908,007		1.382.347

DUPUY-DE-LOME

Poids de machine passant de 91 k.,07 à 100 k., 18

	DEVIS des poids du DUPUY-DE-LÔME 1	DEVIS des poids du navire modifié 2	DIFFÉRENCES 3	PRIX du kilogr. 4	ACCROISSEMENT de dépense 3 × 4
	Tonneaux	Tonneaux	Tonneaux	Francs	Francs
Coque métallique... ..	1.707,030	1.855,550	148,520	1,60	237.632
— bois.....	43,381	47,160	3,779	1,30	4.913
Peinture, mastic, ciment.	58,589	63,690	5,101	1,68	8.570
Supplément à la coque..	130,500	141,860	11,360	1,60	18.176
Cellulose, linoleum.....	54,500	59,240	4,740	1,80	8.532
	a = 1.994,000	2.167,500	173,500		277.823
Accessoires de coque...	b = 130,000	141,310	11,310	2,30	26.013
Cuirasse.....	c = 1.086,000	1.149,170	63,170	1,90	120.023
Artillerie.....	267,243	267,243	»		423.859
Torpilles.....	10,000	10,000	»		
	d = 277,243	277,243	»		
Mâture, agrès, apparaux.	140,458	148,490	8,032	1,90	15.261
Vivres.....	63,240	66,860	3,620	»	»
Tare des vivres.....	11,260	11,900	0,640	»	»
Eau.....	24,000	25,370	1,370	»	»
Caisses.....	8,000	8,460	0,460	1,00	460
Embarcations.....	24,000	25,370	1,370	2,50	3.425
Appareils auxiliaires....	48,000	50,750	2,750	5,50	15.125
Equipage.....	62,500	66,070	3,570	»	»
Objets divers.....	64,299	67,980	3,681	2,00	7.362
	e = 445,757	471,250	25,493		41.633
Machines et outillage...	557,000	647,760	90,760	3,45	313.122
Chaudières.....	501,000	582,640	81,640	1,53	124.909
Eau.....	217,000	252,360	35,360	»	»
Combustible.....	f = 1.275,000	1.482,760	207,760		438.031
	f' = 907,000	958,880	51,880		
Disponible.....	F = 2.182,000	2.441,640	259,640		
	g = 181,626	197,430	15,804		
Déplacement.....	p = 6.296,626	6.845,543	548,917		903.523

DAVOUT

Substitution de l'aluminium à l'acier

(Echantillons non modifiés. — Egalité des frais de construction.)

	DAVOUT	NAVIRE transformé	NAVIRE transformé (6.400 ch. 180 hom.)	PRIX du kilog.	VALEUR du Davout	VALEUR du Davout transformé	
	1	2	3	4	1 × 4	3 × 4	
	tonneaux	tonneaux	tonneaux	fr.	fr.	fr.	
Coque métallique..	784,601	125,480	125,480	1,685	1.322.053	211.434 1.153.161	125 tx 48 d'alumi
Coque bois.....	38,000	17,750	17,750	1,312	49.856	23.288	nium à 9 f. 19 d
Cellulo^se et linoleum	39,012	18,230	18,230	1,800	70.222	32.814	plus-value pa
Ciment, peinture..	37,524	17,530	15,530	1,685	63 228	29.538	kil. mis en plac
a	899,137	178,990	178,990				
Access. de coque.. *b*	84,000	19,630	19,630	2,50	210.000	49.075 180.400	19 tx 63 d'alum
Cuirasse..... *c*	316,875	190,810	190,810	2,25	712.968	429.322	nium à 9 f. 19.
Artillerie.....	104,000	104,000	104,000		2.428.327	2.109.082	
Torpilles.....	9,650	9,650	9,650				
d	113,650	113,650	113,650				
Mâture, agrès.....	92,038	55,420	55,420	2,00	184.076	110.840	
Vivres.....	31,180	18,780	28,060	»	»	»	
Tare des vivres. ..	7,780	4,680	7,000	»	»	»	
Eau.....	12,000	7,230	10,800	»	»	»	
Caisses à eau.....	3,600	2,170	3,240	1,00	3.600	3.240	
Embarcations.....	14,300	8,610	8,610	2,50	35.750	21.525	
Appareil^s auxiliaire^s	24,900	14,990	14,990	5,80	144.420	86.942	
Equipage.....	30,390	18,300	27,350	»	»	»	
Objets divers.....	31,000	18,670	18,670	2,00	62 000	37.340	
e	247,188	148,850	174,140		429.846	259.887	
Machine, outillage.	314,000	128,280	117,550	3,457	1.085.498	406.370 777.841	84 tx 64 d'alumi
Chaudières.....	312,000	94,020	86,160	1,53	477.360	131.825 736.394	nium à 9 f. 19. 80 tx 13 d'alumi
Eau.....	135,500	105,150	96,360				nium à 9 f. 19.
f	761,500	327,450	300,070		1.562.858	2.052.430	
Charbon..... f'	496,650	385,400	353,170				
F	1.258,150	712,850	653,240				
Disponible..... *g*	108,040	50,490	84,810				
Déplacement..... *p*	3.027,040	1.415,270	1.415,270		4.421.031	4.421.349	

Somme à valoir..... + 318

DAVOUT

Substitution de l'aluminium à l'acier

(*Échantillons non modifiés Dépense finale égale.*)

	DAVOUT	NAVIRE transformé	NAVIRE transformé (6.400 ch. 180 hom.)	PRIX unitaires	PRIX du Davout	PRIX du navire transformé	
	1	2	3	4	1 × 4	3 × 4	
	tonneaux	tonneaux	tonneaux	fr.	fr.	fr.	
Coque métallique..	784,601	125,480	125,480	1,685	1.322.053	211.434 1.317.540	125 tx 48 d'aluminium à 10 f. 50 de plus-value par kil. mis en place.
Coque bois.....	38,000	17,750	17,750	1,312	49.856	23.288	
Cellulo^{se} et linoléum	39,012	18,230	18,230	1,800	70.222	32.814	
Ciment, peinture..	37,524	17,530	17,530	1,685	63.328	29.538	
a	899,137	178,990	178,990				
Access. de coque..*b*	84,000	19,630	19,630	2,50	210.000	49.075 206.115	19 tx 63 d'aluminium à 10 f. 50. (id.)
Cuirasse.....*c*	316,875	190,810	190,810	2,25	712.968	429.322	
Artillerie..... ..	104,000	104,000	104,000		2.428.327	2.299.126	
Torpilles.....	9,650	9,650	9,650				
d	113,650	113,650	113,650				
Mature, agrès.....	92,038	55,420	55,420	2,00	184.076	110.840	
Vivres.....	31,180	18,780	28,060	»	»	»	
Tare des vivres....	7,780	4,680	7,000	»	»	»	
Eau.....	12,000	7,230	10,800	»	»	»	
Caisses à eau.....	3,600	2,170	3,240	1,00	3.600	3.240	
Embarcations.....	14,300	8,610	8,610	2,50	35.750	21.525	
Appareil^{s} auxiliaire^{s}	24,900	14,990	14,990	5,80	144.420	86.942	
Equipage.....	30,390	18,300	27,350	»	»	»	
Objets divers.....	31,000	18,670	18,670	2,00	62.000	37.340	
e	247,188	148,850	174,140		429.846	259.887	
Machines, outillage.	314,000	128,280	117,550	3,457	1.085.498	406.370 888.720	84 tx 64 d'aluminium à 10 fr. 50. 80 tx 13 d'aluminium 10 f. 50. (id.)
Chaudières.....	312,000	94,020	86,160	1,53	477.360	131.825 841.365	
Eau.....	135,500	105,150	96,360	»	»	»	
f	761,500	327,450	300,070		1.562.858	2.268.280	
Combustible.....*f'*	496,650	385,400	353,170				
F	1.258,150	712,850	653,240				
Disponible.....*g*	108,040	50,490	84,810				
Déplacement total..	3.027,040	1.415,270	1.415,270		4.421.031	4.827.293	

Excédent de dépenses de premier établissement : 406.262 fr.

DAVOUT

Substitution de l'aluminium à l'acier

(Échantillons doublés. — Égalité des frais de construction.)

	DAVOUT	NAVIRE transformé 7.300 chev. 180 hommes,	PRIX du kilog.	PRIX du Davout	PRIX du navire transformé	
	1	2	3	1 × 3	2 × 3	
	Tonneaux	Tonneaux	Fr.	Fr.	Fr.	
Coque métallique...	784,601	371,20	1,685	1.322.053	625.472	371 tx 20 d'aluminium à 2 fr. 37 de plus-value par kilog. mis en place.
— bois.....	38,000	26,25	1,312	49.856	34.440	
Cellulose et linoleum.	39,012	26,95	1,800	70.222	48.510	
Ciment, peinture....	37,524	25,92	1,685	63.228	43.675	
a	899,137	450,32				
Accessoires de coque *b*	84,000	43,52	2,50	210 000	108.800	43 tx 52 d'aluminium à 2 fr. 37.
Cuirasse..... ...*c*	316,875	247,62	2,25	712.968	557.145	103.142
Artillerie	104,000	104,00		2.428.327	2.400.928	
Torpilles.....	9,650	9,65				
d	113,650	113,65				
Mâture grès	92,038	71,92	2,00	184.076	143.840	
Vivres.....	31,180	28.06	»	»	»	
Tare des vivres.....	7,780	7,00	»	»	»	
Eau.....	12.000	10,80	»	»	»	
Caisses à eau..	3,600	3,24	1,00	3.600	3.240	
Embarcations	14,300	11,20	2,50	35.750	28.000	
Appareils auxiliaires	24,900	19,46	5,80	144.420	112.868	
Équipage	30,390	27,35	»	»	»	
Objets divers.....	31,000	24,22	2,00	62.000	48.440	
e	247,188	203,25		429.846	336 388	
Machines, outillage.	314,000	196,93	3,457	1.085.498	680.787	141 tx 79 d'aluminium à 2 fr. 37.
Chaudières	312,000	178,85	1,53	477.360	336.042	
Eau	135,500	109,90	»	»	273.640	166 tx 33 d'aluminium à 2 fr. 37.
f	761,500	485,68		1.562.858	1.684.671	
Combustibles.....*f*	496,650	402.67				
F	1.258.150	888,35				
Disponible.....*g*	108,040	144,39				
Déplacement total. *p*	3.027.040	2.091.10		4.421.031	4.421.987	
			Somme à valoir.....		+956	

DAVOUT

Substitution de l'aluminium à l'acier

(Echantillons doublés. — Dépense finale égale)

	DAVOUT	NAVIRE transformé (7. 300 chev. 180 hommes)	PRIX du kilog.	PRIX du Davout	PRIX du navire transformé	
	1	2	3	1 × 3	2 × 3	
	Tonneaux	Tonneaux	Fr.	Fr.	Fr.	
Coque métallique...	784,601	371,200	1,685	1.322.053	625.472 1.080.192	371 tx 20 d'alumi- à 2 fr. 91 de plus-value par kil. mis en place.
— bois.....	38,000	26,250	1,312	49.856	34.440	
Cellulose et linoléum.	39,012	26,950	1,800	70.222	48.510	
Ciment, peinture....	37,524	25,920	1,685	63.228	43.675	
a	899,137	450,320				
Accessoires de coque *b*	84,000	43,520	2,50	210.000	108.800 126.643	43 tx 52 d'alumi- à 2 fr. 91.
Cuirasse.....*c*	316,875	247,620	2,25	712.968	537.145	
Artillerie.....	104,000	104,000		2.428.327	2.624.877	
Torpilles.....	9,650	9,650				
d	113650	113.650				
Mâture, agrès.....	92,038	71,920	2,00	184.076	143.840	
Vivres	31,180	28,060	»	»	»	
Tare des vivres	7,780	7,000	»	»	»	
Eau.....	12,000	10,800	»	»	»	
Caisses à eau.....	3,600	3,240	1,00	3.600	3.240	
Embarcations.....	14,300	11,200	2,50	35.750	28.000	
Appareils auxiliaires.	24,900	19,460	5,80	144.420	112.868	
Equipage.....	30,390	27,350	»	»	»	
Objets divers.....	31,000	24,220	2,00	62.000	48.440	
e	247,188	203,250		429.846	336.388	
Machines, outillage..	314,000	196,930	3,457	1.085.498	680.787 412.609	141 tx 79 d'alumi- à 2 fr. 91.
Chaudières..... ..	312,000	178,850	1,53	477.360	273.640 484.020	166 fr. 33 mis en place.
Eau.....	135,500	109,900	»	»	»	
f	761,500	485,680		1.562.858	1.851.056	
Combustible.....*f'*	496,650	402,670				
F	1.258,150	888,350				
Disponible.....	108,040	144,390				
Déplacement.....*p*	3.027,040	2.091,100		4.421.031	4.812.321	
Excédent des dépenses de premier établissement...					391.290	

CUIRASSÉS DE CROISIÈRE

Par M. LISBONNE, vice-président

La liste de la flotte, que publie annuellement le ministère de la Marine, est très instructive, pourvu qu'on l'étudie avec quelque soin. On peut y discerner les idées qui règnent à l'Administration supérieure pour l'organisation et l'entretien de nos forces navales.

Si on laisse de côté les bâtiments de servitude, on peut dire que cette liste se compose de trois parties qui ont entre elles une certaine corrélation. La première est celle qui nous donne la liste des navires de la flotte active; elle comprend tous ceux qui sont ou ont été armés et ceux qui sont terminés, mais n'ont pas encore achevé leurs essais. C'est, pour ainsi dire, tous les bâtiments disponibles, vieux ou neufs. La seconde partie comprend les navires en chantier ou en achèvement à flot. Et, enfin, la troisième nous donne les navires qui, étant devenus hors de service, sont rayés des listes de la flotte. C'est la comparaison entre ces trois parties qui présente de l'intérêt, si l'on a d'ailleurs quelques notions sur la valeur relative des navires qui forment la première partie. Quand nous voyons figurer, par exemple, le cuirassé de croisière l'*Alma* au nombre des navires condamnés sur la liste pour 1890, nous pouvons facilement prévoir que le *Montcalm* et la *Thétis*, qui datent de la même époque, ne tarderont pas à avoir le même sort, et nous avons, pour ainsi dire, le droit de les y ranger dès à présent pour apprécier l'état actuel de nos forces navales. Ils ne seront certainement plus réarmés. On peut n'en pas tenir compte.

Comme il est d'une sage administration de consacrer annuellement une partie des crédits au renouvellement du matériel naval, on doit trouver dans la seconde partie (navires en construction) un certain nombre d'unités de chacune des catégories qui figurent dans la première partie, pour le remplacement des navires dont la carrière approche de son terme. Prenons pour exemple les cuirassés d'escadre; nous en voyons parmi eux, en 1890, sept très anciens. La mise en chantier de quatre d'entre eux remonte à vingt-six ans et, des trois autres, à vingt ans. Il faut s'attendre à ce qu'ils ne puissent plus être employés comme cuirassés d'escadre d'ici à quelques années. C'est dans cette prévision qu'on a mis en chantier cinq nouveaux cuirassés, *Brennus*, *Bouvines*, *Jemmapes*, *Tréhouart*, *Valmy*, et le projet de budget pour 1891 nous apprend que quelques autres seront ajoutés à ceux-là l'année prochaine.

Les mêmes observations peuvent être faites pour les croiseurs de rangs différents.

Mais il y a une certaine catégorie qui est absente dans la seconde partie, une catégorie qui semble oubliée, comme si elle était destinée à disparaître définitivement, c'est celle désignée aujourd'hui sous le nom de *cuirassés de croisière*, et naguère sous celui de *cuirassés de station*. Est-elle définitivement condamnée? C'est la question que nous voudrions élucider.

Sa condamnation nous paraîtrait une faute. Ce genre de navire nous a rendu des services signalés. C'est grâce à eux que l'amiral Courbet a remporté ses plus beaux triomphes et a inspiré une certaine crainte aux marins de l'Empire chinois. La Chine a profité des leçons que lui a données sa lutte avec la France, elle a ajouté à sa flotte deux cuirassés à tourelles barbette, achevés depuis la guerre et armés de quatre canons de 30 centimètres et demi sur des tourelles barbette. Nous sommes en paix avec la Chine. Mais pouvons-nous être assurés que si la France se trouvait impliquée dans une guerre continentale en Europe, le contre-coup ne s'en ferait pas sentir dans l'Extrême-Orient ? Il nous semble que, si nous n'étions pas alors en mesure de maintenir notre prestige, par des forces navales supérieures, dans ces contrées lointaines, nous serions exposés à perdre notre colonie de l'Indo-Chine, et le sort du Tonkin et de l'Annam entraînerait fatalement celui de la Cochinchine. Ce prestige, des cuirassés seuls peuvent nous le maintenir; des croiseurs comme l'*Isly* ou l'*Alger* ou comme le *Tage* ou le *Cécille* n'y suffiraient pas; leur armement en canons de 14 ou de 16 centimètres serait impuissant contre des cuirassés armés avec des canons de 30 c/m. 5, ou même contre des croiseurs protégés, comme le *Tschi-Yen* et le *Tsching-Yuen*, qui portent des bouches à feu de 21 centimètres. Nos croiseurs à batterie ou ceux de première classe n'auraient d'efficacité que s'ils étaient soutenus par des cuirassés.

Actuellement nous possédons sept cuirassés de croisière, non compris la *Thétis* et le *Montcalm*, qui sont absolument sans valeur. Ce sont d'abord les trois à réduit central, *Triomphante, Victorieuse, La Galissonnière;* et ensuite les quatre à tourelles barbette, *Bayard, Duguesclin*, *Turenne* et *Vauban*. Les trois cuirassés à réduit ont été mis en chantier il y a quelque dix-huit ans ; ils sont en bois et ont fait un rude service pendant l'expédition de Chine ; on ne peut pas compter sur eux encore bien longtemps.

Les quatre à tourelles sont plus récents et peuvent encore rendre de bons services ; ils ont un puissant armement. Deux sont en bois avec les hauts en fer; les autres sont en fer. Ils ont des vitesses de 14 nœuds avec leur carène propre. Mais il faut bien reconnaître qu'ils ne sont plus à la hauteur des progrès actuels, et quand nous constatons qu'il n'y a aucun cuirassé de croisière en chantier, qu'il n'en est prévu aucun dans le budget de 1891, nous sommes bien en droit de dire que c'est une catégorie dont on ne veut plus.

Pourrait-on du moins, en cas de guerre, compter sur quelques-uns de nos nouveaux navires en chantier qui seront disponibles dans deux ou trois ans? La réponse n'est pas douteuse. Ni les cuirassés du type *Tréhouart*, ni ceux du type *Dupuy-de-Lôme*, ni ceux du type *Charner*, ne pourraient entreprendre une traversée d'Europe en Indo-Chine, lorsqu'ils ne pourraient compter que sur le charbon français. Dépourvus de voilure, n'ayant tous que des mâts militaires, ils ne parviendraient pas à franchir la distance qui sépare Obock de la Cochinchine, et qui est de près de 6.000 milles. Et que serait-ce, si le canal de Suez, en temps de guerre, était fermé aux navires de guerre des nations belligérantes? Il faudrait bien alors

se risquer à aller doubler le cap de Bonne-Espérance; ce qui ne serait possible qu'à des navires ayant une surface de voilure importante. Les Anglais seuls pourraient se permettre ces traversées, en ne faisant usage que de la vapeur. Ils ont échelonné leurs dépôts de charbon dans toutes les mers, d'une manière savante. On peut s'en faire une idée, en jetant un coup d'œil sur la mappemonde insérée à la page 62 du *Naval Annual* de lord Brassey pour 1887. Et pourtant, dès que leurs bâtiments de guerre ont des destinations lointaines, non seulement ils leur donnent une voilure importante, mais encore ils revêtent de bois la carène métallique, pour y appliquer un doublage en cuivre; nous citerons comme exemple la *Magicienne* et la *Melpomène*.

En résumé, il nous paraît que dans le programme de la flotte, la défense de nos colonies lointaines est un peu négligée, par l'oubli où est laissée la catégorie des cuirassés de croisière.

ÉTUDE SUR LA RÉSISTANCE DE L'ACIER

Par M. CUIZINIER, Inspecteur du *Bureau Veritas* (1)

Le but de ce travail est de donner les résultats d'une série d'essais que nous avons entrepris sur la résistance de l'acier coulé, ainsi que sur la résistance des joints dans le rivetage des tôles d'acier. Nous indiquerons, en outre, certaines conclusions que nous croyons pouvoir tirer de ces essais, relativement à l'écartement des rivets des joints étanches, et à la pente des fraisures.

ESSAIS SUR L'ACIER COULÉ

Depuis plusieurs années déjà, la Marine militaire fait exécuter, en acier coulé, toutes les pièces, étraves et étambots, de formes compliquées exigeant un long travail de forge, ce qui lui permet d'avoir des pièces plus rigides et moins lourdes, et partant moins coûteuses qu'en fer forgé.

L'industrie privée a commencé à suivre la Marine militaire dans cette voie. C'est ainsi que la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire vient d'employer ce métal à la confection des gouvernails des quatre cargo-boats : *Concordia*, *Colonia*, *Campana* et *Corrientes*, construits dans ses chantiers de Saint-Nazaire pour le compte de la Compagnie des Chargeurs-Réunis.

Des essais mécaniques, essais de résistance à la rupture par traction et essais de choc, qu'il m'a été donné de faire au Creusot, où ont été confectionnés ces gouvernails, sur des barrettes découpées dans un lingot coulé en même temps que la mèche et dans les masselotes des safrans, ont donné des résultats très satisfaisants.

Les résultats des essais de résistance à la rupture par traction et les analyses chimiques des pièces ont été groupés dans le tableau n° 1, et les résultats des essais de choc dans le tableau n° 2.

---

(1) Ce travail devait avoir une suite ; mais M. Cuizinier a succombé à une courte maladie peu de jours après la réunion de l'Association technique maritime. (*Note du Secrétariat.*)

Ainsi qu'on peut le remarquer à l'examen des chiffres du tableau n° 1, les résistances et les allongements sont supérieurs à ceux qu'exige la Marine militaire pour les essais de pièces en acier coulé qu'elle emploie dans ses constructions ; il en est de même des essais de choc.

Pour les essais de traction, les conditions de la Marine militaire sont les suivantes :

« *Essais de traction.* — Les barrettes destinées aux essais de traction seront tournées au diamètre de 13 millim. 8 sur 100 millim. de longueur. Ces barrettes, soumises à un effort de traction longitudinale, seront rompues, et les moyennes des essais devront être les suivantes :

» Résistance à la rupture, 45 kilogrammes par millimètre carré ;

» Allongement minimum, 8 °/₀. »

Quatre de nos barrettes, tournées au diamètre de 15 millim. 95 sur 100 millim. de longueur, ont donné une résistance moyenne de 52 k. 775, au lieu de 45 kil. sous un allongement moyen de 18.2 0/0 au lieu de 8 °/₀.

Les quatre autres barrettes, tournées à 19 millim. 55 sur 200 millim. de longueur, ont donné une résistance moyenne de 49 k. 725, sous un allongement moyen de 17,2 °/₀.

« *Essais au choc.* — Les barrettes d'essais au choc auront une section carrée de 30 millim. de côté et une longueur de 200 millim.

» Elles seront soumises au choc d'un mouton du poids de 18 kilogrammes, tombant successivement de hauteurs croissant de 5 en 5 centimètres, à partir de un mètre.

» Dans ces épreuves, la barrette reposera sur deux couteaux espacés de 0 m.160 et fixés sur une enclume pesant au moins 350 kilogrammes.

» La moitié au moins des barrettes ne devra pas se rompre avant que la hauteur de chute du mouton ait atteint 1 m. 500. »

Non seulement aucune des barrettes n'a été rompue sous une hauteur de chute inférieure à 1 m 50, mais elles ont toutes subi avant la rupture de nouveaux chocs à des hauteurs de 1m75, 2m, 2m25, 2m50 et 2m75, et ce n'est qu'après un certain nombre de chutes, variant de 5 à 10, à cette dernière hauteur, que les ruptures ont eu lieu.

Cinq de ces barrettes n'ont été rompues que sous une flexion très grande, les angles formés par les prolongements des faces extérieures des barrettes au moment de la rupture étant de 26°, 33°, 43°, 43°, 46°.

Les trois autres sont restées au-dessus de l'angle droit à 95°, 105° et 130°.

Ces bons résultats, ainsi que ceux obtenus aux essais de résistance à la rupture par traction, qui font l'objet du tableau n° 1, démontrent tout le parti qu'on peut tirer de l'acier coulé bien traité.

ESSAIS SUR LA RÉSISTANCE DES JOINTS

Ces essais sont de trois sortes :

1° Essais de résistance à la flexion des tôles au point de vue de l'écartement à donner aux rivets des joints étanches ;

2° Essais de résistance à la traction sur des tôles percées de trous de rivets ;

3° Essais d'arrachement, par traction, des rivures fraisées à des pentes différentes.

I. *Essais de résistance à la flexion des tôles, au point de vue de l'écartement à donner aux rivets des joints étanches.*

Ces essais ont été exécutés sur des tôles dont l'épaisseur variait de millimètre en millimètre, depuis 5 jusqu'à 23 millimètres.

Toutes ces tôles, découpées à 0^m500 de longueur sur 0^m300 de largeur, avaient été préalablement dressées de façon à présenter des surfaces absolument planes, avant d'être soumises aux efforts de flexion.

Le but était de constater les charges maximum pouvant être supportées par les tôles, à des écartements d'appuis différents, sans aucune flexion, c'est-à-dire les charges supportées par les tôles juste au moment où la flexion commençait à se manifester.

J'avais pour constater ce commencement de flexion une règle en acier parfaitement droite placée sur les tôles, dans la direction de leur longueur et par conséquent perpendiculaire aux couteaux, à une distance du bord des tôles égale à la demi-largeur d'un recouvrement calculé pour deux rangs de rivets.

L'appareil qui a servi à faire ces opérations de flexion est un levier articulé à une de ses extrémités, autour d'un axe en acier, et portant à l'autre extrémité un plateau du poids de 25 kil., sur lequel on plaçait les charges successives.

Les longueurs des bras du levier, mesurées de la ligne passant par le milieu de la longueur du couteau, sont 2^m18 et 0^m31.

Les mesures avaient été préalablement contrôlées au moyen de pesées.

Les charges P déterminant un commencement de flexion sensible, ont été ainsi relevées. Pour chaque épaisseur de tôle, les expériences ont porté sur quatre écartements de couteaux, correspondant à des espacements de rivets de 4, 5, 6 et 7 décimètres, en supposant le diamètre des rivets égal à l'épaisseur de la tôle augmentée de 7 millimètres, ce qui rentre à peu près dans les conditions de la pratique.

Les résultats de ces essais sont consignés au tableau n° 3 et représentés par la courbe, fig. 1, pl. I. On déduit d'ailleurs aisément des valeurs de P les charges correspondantes des tôles par millimètre carré de leur section.

Au moyen de la formule :

$$R = \frac{3\,PE}{2\,bh^2};$$

où E représente l'écartement des couteaux, b, le recouvrement des tôles et h leur épaisseur.

Ces valeurs de R sont indiquées aussi au tableau n° 3 et mises en courbe, fig. 1, pl. II.

Il ressort de l'examen des résultats obtenus dans ces essais, que l'on pourrait, sans aucun inconvénient, se départir des règles suivies jusqu'à ce jour, et augmenter l'écartement des rivets dans les recouvrements longitudinaux des tôles de bordé de carène, et généralement dans tous les recouvrements des tôles qui doivent faire l'étanche, telles que les tôles des ponts, celles des cloisons étanches, des waterballasts, etc.— M. le directeur des constructions navales Godron, dans son travail du rivetage publié en 1880, admet cette augmentation de l'écartement des rivets, ce qui permet de moins découper la matière et de diminuer les frais de la

main-d'œuvre, deux points qui, à tous égards, méritent d'être pris en considération.

D'après les règles généralement suivies, l'écartement longitudinal des rivets dans les joints du bordé extérieur, des cloisons étanches et, en général, de toutes les parties qui doivent être étanches. est, au maximum, de quatre fois le diamètre des rivets. pour le rivetage simple, et de quatre fois et demie le diamètre pour le rivetage à double rang. Cette règle est aussi celle qui est indiquée par le règlement du Bureau Veritas.

Des essais de rivetage et de matage que j'ai faits sur des tôles d'épaisseurs différentes, avec simple rang et avec double rang de rivets, et les valeurs de R, obtenues dans les essais de flexion consignés au tableau n° 3, démontrent qu'on peut dépasser sensiblement, en toute sécurité, et sans aucun inconvénient pour le matage des joints, les écartements donnés par les règles actuelles de quatre fois et de quatre fois et demie le diamètre des rivets.

Partant de là, il m'a semblé utile de rechercher une nouvelle règle qui soit plus en harmonie avec les deux éléments du rivetage, c'est-à-dire l'épaisseur de la tôle et le diamètre des rivets et qui permette en même temps d'augmenter les écartements des rivets d'une façon constante pour toutes les épaisseurs de tôle.

Dans cette nouvelle règle, je fais entrer à la fois l'épaisseur de la tôle et le diamètre des rivets en les ajoutant l'un à l'autre et en les multipliant par deux coefficients constants, dont l'un pour les écartements des rivets dans les recouvrements à simple rang de rivets, l'autre pour les écartements dans les recouvrements à double rang de rivets.

J'estime que l'on peut prendre pour les deux coefficients constants les nombres 2, 5 et 3; ce qui donne, en désignant par e l'épaisseur de la tôle, et par d le diamètre des rivets :

$$E = 2.5\ (e + d)$$
$$E = 3.\ (e + d)$$

Les colonnes n°s 5 et 6 du tableau n° 4 donnent les écartements des rivets calculés avec ces formules : la première pour les recouvrements à simple rang de rivets, et la deuxième pour ceux à double rang.

On remarquera, en comparant les chiffres de ces deux colonnes à ceux des colonnes n°s 3 et 4 du même tableau, qui ont été calculés d'après la règle ordinaire. que les écartements sont plus petits pour les tôles de faibles épaisseurs jusqu'à 10 millim., et qu'ils sont, au contraire, plus grands pour les tôles de fortes épaisseurs, à partir de 11 millim. et au dessus.

II. — *Essais de résistance à la traction sur des tôles percées de trous de rivets.*

Nous allons maintenant rapporter trois séries d'essais faits sur des tôles d'acier de 5, 10, 15 et 20 millim. d'épaisseur en vue de comparer les différents modes de perçage.

La première série se compose de barrettes percées de trous faits au poinçon : à 10 millim. de diamètre pour les barrettes de 5 millim. d'épaisseur; 15 millim. de diamètre pour les barrettes de 10 millim. d'épaisseur; 19 millim. de diamètre pour les barrettes de 15 millim. d'épaisseur, et 23 millim. de diamètre, pour celles de 20 millim. d'épaisseur.

Ces trous ont été ensuite *alésés* de 2 millim. pour le premier groupe; 3 millim.

pour le deuxième et le troisième groupe, et 4 millim. pour le quatrième groupe, soit environ 18 0/0 du diamètre primitif.

Cette proportion est celle qu'on admet généralement dans la pratique; elle a jusqu'ici paru suffisante pour faire disparaître complètement toutes les petites déchirures qui se produisent à la surface de la partie décollée, à l'intérieur de la tôle, sur tout le pourtour du trou, et pour restituer à la tôle tout ce qui lui fait perdre de sa douceur et de sa ductilité, l'écrouissage produit par l'action même du décollement de la matière sous l'effort du poinçon.

On ne devrait jamais négliger non plus de raboter les bordures des tôles susceptibles de recevoir des efforts un peu considérables, toutes les fois qu'elles auront été cisaillées, la cisaille produisant sur la tôle la même détérioration que le poinçon.

La deuxième série se compose également de barrettes percées de trous faits au poinçon, mais *non alésés;* au diamètre de 12 millim. pour les tôles de 5 millim. d'épaisseur, 18 millim. pour les tôles de 10 millim., 22 millim. pour celles de 15 millim., et 27 millim. pour celles de 20 millim. d'épaisseur.

Enfin, la troisième série se compose de trois barrettes percées de trous faits au poinçon, aux mêmes diamètres que celles de la deuxième série, puis recuites ensuite.

Toutes les barrettes ont été percées de trois trous chacune et soumises à des efforts de traction, croissant successivement jusqu'à la rupture, tous les trous ayant été préalablement remplis par des goujons en acier avant l'opération. Les résultats de ces essais sont consignés dans les tableaux n°s 4, 5, 6, 7.

Toutes ces barrettes avaient été travaillées avec le plus grand soin; aussi remarque-t-on peu de différence dans les chiffres de chaque série.

Je dois tout d'abord présenter ici une observation pour expliquer l'anomalie, au moins apparente, qui se présente dans la comparaison des chiffres des tableaux et des résultats obtenus.

D'une façon générale, on admet que pour une même qualité de matière, les tôles minces ont toujours une résistance à la rupture par traction plus grande que celle des tôles épaisses; par contre, leur faculté d'allongement est moins grande, ce qui s'explique par ce fait que, lorsque les tôles minces sortent du laminoir, elles sont noires et ont déjà subi un certain écrouissage résultant de la compression plus ou moins forte du laminoir, selon que ces tôles sont plus ou moins minces, tandis qu'au contraire les tôles d'une certaine épaisseur sortent du laminoir encore rouges; elles n'ont, par conséquent, subi que peu ou pas d'écrouissage et sont naturellement plus douces que les premières. Les tôles de 10 millim., 15 millim. et 20 millim. semblent donc avoir subi cette loi.

Il n'en est pas de même des tôles de 5 millim., dont les essais font l'objet du tableau n° 4, et qui ont donné une résistance moindre que celles de 10, 15 et 20 millim., tout en conservant le plus petit allongement. Le même fait se produit, bien que dans des proportions moins grandes, dans les essais du tableau n° 7, dont les barrettes ont cependant été prises dans des tôles de même qualité que celles des autres tableaux; les résistances sont un peu plus grandes que celles du tableau n° 6, tandis qu'au contraire, elles devraient être un peu plus petites, elles conservent néanmoins leurs allongements plus grands.

On ne peut guère trouver d'explication à donner à ce fait, qu'en admettant une

plus grande douceur à la matière, ce qui n'aurait rien de surprenant, du reste; toutes les barrettes qui ont servi à ces séries d'essais, aussi bien celles de 5 mill. que celles de 10, 15 et 20 mill., ont été découpées dans des chutes de tôles plus ou moins grandes et ayant plus ou moins d'homogénéité.

Quoi qu'il en soit, il ressort de l'examen des chiffres des tableaux nos 4, 5, 6 et 7 :

1° Que le poinçonnage fait perdre aux tôles environ 12 0/0 de leur résistance et 50 0/0 de leur allongement;

2° Que les résultats obtenus pour les première et troisième séries sont sensiblement les mêmes dans tous les essais, ce qui démontre que l'on pourrait se dispenser d'aléser les trous faits au poinçon en faisant recuire les tôles après le poinçonnage.

Ce travail de recuit n'est pas toujours d'une exécution bien facile ; il nécessiterait, en tous les cas, pour être pratique, la construction d'un four et des dispositions spéciales, conditions qui ne sont pas toujours à la portée de tous les chantiers de construction.

Aussi se borne-t-on généralement, pour ne pas dire toujours, dans les chantiers de l'industrie privée, au simple poinçonnage des tôles de placage du bordé et au fraisâge des tôles de recouvrement seulement.

Ce procédé de construction constitue un danger permanent pour la sécurité des navires, principalement dans les navires de grandes proportions extrêmes et susceptibles d'éprouver de grandes fatigues. Nous en avons un exemple concluant dans l'accident survenu, au commencement de 1888, au paquebot *la Bretagne*, qui, à la suite de fatigues à la mer, a eu sa gouttière et son carreau du pont supérieur, ainsi que les doublures de ces pièces, cassés du côté de babord dans la partie centrale du navire.

On éviterait certainement, en grande partie au moins, les inconvénients de ce genre en employant pour les parties de la construction soumises à de grands efforts, notamment le bordé et les tôles gouttières, des rivets à tête conique, dite tête fraisée, ce qui obligerait à fraiser les tôles de placage du côté de l'intérieur, travail qui serait peut-être un peu moins coûteux que celui de l'alésage des trous faits au poinçon.

III. — Essais d'arrachement par traction des rivures fraisées à des pentes diverses

Le but que je me suis proposé en faisant des essais d'arrachement par traction des rivures fraisées, a été de rechercher la plus petite pente possible convenant aux fraisures des tôles, et donnant en même temps des rivures capables de résister aux efforts d'arrachement, bien que le rivetage des abouts de tôle du bordé travaille plutôt au cisaillement qu'à l'arrachement par traction.

D'une façon générale, un rivet fraisé nécessite un certain travail de martelage pour sa mise en place, travail d'autant plus grand que la fraisure à remplir est grande. Ce travail de martelage qui écrouit la matière, la durcit naturellement et diminue sa faculté d'allongement, ce qui a une grande importance sinon pour les rivets en fer, du moins pour les rivets en acier. Ceux-ci durcissent plus que les rivets en fer, ce qui les rend beaucoup plus cassants ; le degré de dureté de l'acier sous l'action de l'écrouissage est d'ailleurs d'autant plus grand que l'a-

cier est de qualité plus dure, et, comme la faculté d'allongement est inverse, on voit de suite ce qui doit se produire au refroidissement des rivets; ceux-ci, devenus plus durs du côté des rivures, s'allongent moins de ce côté que de celui de la tête; c'est donc du côté des rivures que les rivets tendront le plus à se rompre, et, pour peu que la fraisure ait une pente très grande, la matière, à la naissance de cette fraisure, subit un certain froissement résultant d'un refoulement plus grand, ce qui conduit nécessairement au décollement de la rivure à la naissance même de la fraisure. Dès lors, il devient tout naturel de chercher à atténuer cet inconvénient en diminuant la pente des fraisures, c'est-à-dire en leur donnant la pente minima pouvant assurer aux rivures une résistance suffisante à l'arrachement par traction.

Dans ce but, j'ai fait préparer des étriers que j'ai réunis deux à deux par des rivets de 19$^{m}/^{m}$ de diamètre à tête plate et à rivures fraisées naturellement, sous quatre pentes différentes : dix, quinze, dix-huit et vingt degrés, fig. 2, planche I.

Bien que je me sois proposé dans ce travail, de ne traiter que des rivets en acier, j'ai pensé qu'il ne serait peut-être pas sans intérêt de faire une série d'essais comparatifs sur des rivets en fer à nerf, afin d'avoir une comparaison entre la dureté qu'acquiert ce métal sous l'action de l'écrouissage et celle que l'acier peut acquérir.

J'ai donc, pour chaque pente de fraisure, essayé quatre rivets et fait deux séries d'essais, l'une avec des rivets en acier doux et l'autre avec des rivets en fer à nerf.

Pour l'une comme pour l'autre série, j'ai opéré, afin d'avoir une comparaison plus précise, sur des rivets pris dans une même barre.

Tous ces étriers ont été essayés à la machine Thomasset et soumis à des efforts de traction croissant jusqu'à l'arrachement ou à la rupture de rivures. Les résultats de tous ces essais, au nombre de trente-deux, sont consignés aux tableaux n°s 13 et 14.

En examinant les chiffres de ces deux tableaux, on remarque d'abord que les charges augmentent avec la pente d'une façon régulière.

On remarquera aussi, à l'examen des tableaux, que les résistances minimum : 44k.584 et 39 k. 531, dépassent sensiblement les résistances moyennes obtenues dans les essais de résistance à la traction, faits sur les mêmes aciers et les mêmes fers, sortant du laminoir et consignés aux tableaux n°s 17 et 19, ce qui confirme bien que l'acier comme le fer durcissent au rivetage sous l'action du martelage, et qu'ils durcissent de plus en plus, à mesure que les pentes des fraisures augmentent.

En outre, toutes les rivures des deux premiers groupes, dans chaque série, se sont allongées et les rivets sont sortis des étriers, à l'exception du n° 5, du deuxième groupe, du tableau n° 14, qui s'est cassé au ras de la tête, ce qui indique que les pentes de 10 et de 15 degrés seraient insuffisantes.

Dans les troisième et quatrième groupes, toutes les rivures ont résisté et les rivets se sont cassés à la naissance des fraisures, à l'exception toutefois des n°s 1 et 3, du troisième groupe du tableau n° 14, qui se sont décollés à la tête, et des n°s 2 et 4 du même groupe, qui se sont cassés au milieu de leur longueur.

Ce fait, qui n'a rien d'anormal du reste, n'indique pas, en tous les cas, que la pente de 20 degrés, et même que celle de 18 degrés, ne soient pas pas plus que suffisantes pour les fraisures des rivets en acier doux ou en fer à nerf.

Il semblerait donc, au contraire, ressortir des résultats de ces essais que la pente de 18 degrés est largement suffisante pour assurer toutes garanties de sûreté aux rivures fraisées, puisque ces rivures ont résisté aussi bien pour l'acier que pour le fer à nerf.

Toutefois cette conclusion est subordonnée à la qualité du métal employé. Ainsi, avec les aciers très doux commandés pour les rivets de *la Touraine* (aciers qui n'ont pas été acceptés en raison de leur extrême douceur, 36 k. 148 de résistance et 29,5 0/0 d'allongement), on pouvait craindre que la résistance ne fût insuffisante pour des fraisures faites à la pente de 18 et même de 20 degrés, aussi ai-je entrepris avec ces aciers une nouvelle série d'essais dont les résultats sont consignés au tableau n° 15 (1).

Cette nouvelle série d'essais m'a permis de constater que la pente de 20 degrés serait insuffisante pour des rivets faits avec des aciers aussi doux, puisque toutes les rivures de cette série d'essais se sont allongées et que tous les rivets sont sortis des trous; j'ai, dès lors, été conduit à faire un cinquième groupe d'essais avec fraisures à la pente de 25 degrés.

Ce dernier groupe a donné des résultats satisfaisants : toutes les rivures ont résisté et les rivets ont cassé à la naissance de la fraisure ; cela indiquerait peut-être la nécessité d'adopter pour les fraisures des tôles du bordé et autres la pente de 25 degrés, si l'on voulait employer pour le rivetage des rivets fabriqués avec des aciers extra-doux. Cette pente de 25 degrés serait sensiblement celle que l'on désignait sous la dénomination de *pente au quart*.

Dans cette troisième série d'essais, le rivet n° 3 du deuxième groupe et les n°s 2 et 3 du troisième groupe ont passé au travers des rivures en laissant leur anneau de fraisure sur toute la circonférence du trou.

Ce phénomène, qui n'est très probablement qu'accidentel, semblerait néanmoins confirmer qu'il ne serait peut-être pas très prudent d'employer au rivetage du bordé des navires des aciers d'une qualité trop douce, et indiquer que les fraisures à grande pente ne sont pas sans danger pour la sûreté du rivetage à cause de la dureté qu'elles acquièrent par suite de la nécessité du long martelage qu'exige leur écrasement pour remplir complètement les fraisures. Dès lors, il devient absolument indispensable d'éviter les grandes pentes, et de s'en tenir à la pente de 18 degrés, comme un maximum. De là aussi, la nécessité d'éviter l'emploi des aciers trop doux à la fabrication des rivets, les essais du tableau n° 13 démontrant qu'avec des aciers doux de 42 à 43 kilogrammes de résistance par millimètre carré sous un allongement de 27 0/0, cette pente est largement suffisante et que déjà l'écrouissement résultant du rivetage avait durci l'acier de 8 0/0.

M. Andrade a adopté pour ses fraisures la pente de la marine militaire, donnée dans le travail de M. le directeur des constructions navales Godron, avec une profondeur égale à la moitié du diamètre des rivets.

Cette pente, qui correspond à 14 degrés environ, serait beaucoup trop faible, surtout avec des aciers très doux de 38 kil. 500 de résistance par millimètre carré sous un allongement de 27 0/0, moyenne des aciers employés à la fabrication des

(1) J'ai cru devoir donner pour mémoire les analyses chimiques des aciers de ce dernier tableau (tableau n° 20).

rivets de la *Touraine*, si l'on devait s'en tenir aux résultats obtenus aux essais du tableau n° 13.

Nous voyons, en effet, que les rivures se sont allongées sous la pente de 15 degrés, avec des rivets fabriqués avec des aciers de 43 kilogrammes de résistance et 27 0/0 d'allongement.

Mais d'une part c'est bien plutôt au cisaillement qu'à la traction que travaille le rivetage.

D'un autre côté, dans les calculs des échantillons d'un navire, on ne fait jamais travailler l'acier à plus de 8 à 10 kilogrammes, au maximum, par millimètre carré de la section des pièces.

Pour toutes ces raisons, j'estime que l'on peut, sans aucun danger pour la sûreté du rivetage, descendre à 15 degrés pour la pente des fraisures, avec profondeur de ces fraisures égale au demi-diamètre des rivets. Toutefois, cette profondeur ne devra, dans aucun cas,, dépasser les 5/6 de l'épaisseur de la tôle.

Partant de l'hypothèse que le phénomène observé sur le rivet n° 3, du deuxième groupe, et les n°s 2 et 3, du troisième groupe de la troisième série d'essais, puisse être attribué à un trop grand écrouissage de la matière se refoulant à l'angle plus ou moins vif, formé sur tout le pourtour du trou, à la rencontre de la partie conique avec la partie cylindrique, il serait naturel de changer la forme des fraisures, en arrondissant cet angle, et, afin de m'en rendre compte, j'ai fait une quatrième série d'essais, en opérant seulement sur des fraisures aux pentes de 18 et de 20 degrés. Je n'ai pas cru devoir opérer dans cette quatrième série sur des rivures à la pente de 25 degrés, puisque les rivures avec les fraisures ordinaires avaient toutes résisté à cette pente.

Avec la nouvelle fraisure, les essais faits sur des rivets pris dans les mêmes aciers que ceux de la troisième série, ont donné d'excellents résultats ; non seulement toutes les fraisures des deux groupes ont résisté, mais les rivets se sont cassés au milieu de la longueur de leur tige (tableau n° 16).

Il résulte donc de cette quatrième série d'essais que l'on pourrait, avec la fraisure modifiée, adopter sans aucune crainte, pour la résistance des assemblages, la pente de 18 degrés pour fraisure des rivets, faite avec des aciers très doux, pour le rivetage du bordé et particulièrement de celui des abouts.

Les expériences qui précèdent montrent que sans même employer cette fraisure spéciale, on pourrait avec des aciers doux donnant une résistance de 38 à 42 kilogrammes par millimètre carré, sous un allongement de 25 0/0 au minimum, adopter, sans crainte pour la solidité des rivures, la pente de 15 degrés, ce qui améliorerait sensiblement, au point de vue de l'écrouissage des rivets, le rivetage qui se fait encore quelquefois avec fraisures à la pente de 20 degrés et plus.

TABLEA

Essais de résistance à la rupture par tractio

gouvernails des cargos Concordi

NUMÉROS DES		Nomenclature	Diamètre	Section	ALLONGEMENTS		
					Longueur		pour
coulées.	pièces.	des pièces	des barrettes	des barrettes	initiale.	à la rupture	
			m/m	m/m²	m/m	m/m	°/₀
1142	1	Mèche	15,95	200	100	110	10,0
1142	2	d°	15,95	200	100	124	24,0
645	3	d°	15,95	200	100	122	22,0
645	4	d°	15,95	200	100	117	17,0
		Moyennes	15,95	200	100	118	18,0
1331	1	Safran	19,55	300	200	219	9,5
1331	2	d°	19,55	300	200	241	20,5
1471	3	d°	19,55	300	200	235	17,5
1471	4	d°	19,55	300	200	243	21,5
		Moyennes	19,55	300	200	234,5	17,2

l° 1

'aits au Creusot, sur des aciers coulés pour les

olonia, Campana et Corrientes.

CHARGES		ANALYSES CHIMIQUES				
totale supportée par la barrette kil.	par millimètre carré de la section de rupture kil.	Carbone	Manganèse	Silicium	Soufre	Phosphore
11600	58,000	0,320	0,620	0,040	0,040	0,050
10200	51,000	0,320	0,620	0,040	0,040	0,050
10300	51,500	0,270	0,670	0,029	0,030	0,060
10200	51,000	0,270	0,670	0,029	0,030	00,60
10575	52,875	0,295	0,645	0,0345	0,035	0,055
15000	50,000	0,300	0,670	0,037	0,030	0,050
15600	52,000	0,300	0,670	0,037	0,030	0,050
14450	48,166	0,280	0,680	0,029	0,030	0,050
14600	48,666	0,280	0,680	0,029	0,030	0,050
14917	49,708	0,290	0,675	0,033	0,030	0,050

TABLEAU

ESSAIS

Un poids de 18 kilogrammes tombant de 5 en 5 centimètres
la distance des points

NUMÉROS DES		Nomenclature des pièces	HAUTEUR DES					
Coulées	Essais		1m 05	1m 05	1m 10	1m 15	1m 20	1m 25
			m/m	m/m	m/m	m/m	m/m	m/m
1 142	1	Mèche	1,4	2,8	4,2	5,6	6,7	8,0
1.142	2	—	1,6	3,0	4,5	5,7	6,9	8,3
645	3	—	1,4	2,7	4,3	5,8	7,0	8,0
645	4	—	1,4	2,9	4,3	5,8	6,8	8,0
1.331	5	Safran	1,4	2,8	4,2	5,2	6,7	7,8
1.331	6	—	1,4	2,9	4,0	5,7	6,7	8,0
1.471	7	—	1,6	3,4	5,0	6,3	7,8	9,2
1.471	8	—	1,7	3,4	5,0	6,4	7,5	9,3
		Moyennes	1,5	3,0	4,5	5,8	7,0	8,3

N° 2

DE CHOC

---

depuis 1 mètre, jusqu'à 1m50, sur des barrettes de 30m/m × 30m/m d'appui étant de 0m60

CHUTES ET DES FLÈCHES										Nombre de chutes à 2m75
1m30	1m35	1m40	1m45	1m50	1m75	2m00	2m25	2m50	2m75	
m/m	m/m	m/m	m/m	m/m	m/m	m/m	m/m	m/m	m/m	
9,2	10,5	11,8	13,0	15,1	16,3	18,6	20,0	22,2	24,3	3
9,8	11,0	12,1	13,0	14,8	16,3	18,2	20,5	22,4	25,4	10
9,0	10,6	11,8	13,3	14,5	16,0	18,0	20,0	22,4	24,8	10
9,4	10,5	11,8	13,1	14,7	1,58	17,8	19,9	22,1	24,2	10
9,0	10,4	11,7	12,5	14,0	16,2	18,3	20,0	22,2	24,4	10
9,4	10,7	12,0	13,2	14,8	16,2	18,1	19,8	22,1	24,5	10
10,6	12,0	13,7	15,9	16,5	18,2	20,2	23,0	25,4	27,7	10
10,6	12,0	13,6	15,0	15,4	18,0	20,0	22,4	26,5	29, 0	5
9,6	10,9	12,3	13,7	16,1	16,6	18,6	20,7	23,3	25,5	8 1/2

TABLEAU

Essais de résistance à la flexion, des tôles d'acie
l'écartement des rivets, des cloum

Epaisseur des tôles	Diamètre des rivets	Recouvrement des tôles	VALEURS DE E				VALEURS DE $2bh^2$	Charge VALEU	
			Pour 4 d	Pour 5 d	Pour 6 d	Pour 7 d		Pour E = 4 d	Pour E = 5 d
m/m	m/m	m/m	m/m	m/m	m/m	m/m		Kil.	Kil.
5	12	65	48	60	72	84	3250	834	601
6	13	70	52	65	78	91	5040	960*	708*
7	14	75	56	70	84	98	7350	1042	775
8	15	80	60	75	90	105	10240	1160	875
9	16	85	64	80	96	112	13770	1286	986
10	17	90	68	85	102	119	18000	1484*	1073*
11	18	95	72	90	108	126	22990	1576	1200
12	19	100	76	95	114	133	28800	1776*	1385
13	20	105	80	100	120	140	35490	1917	1574*
14	21	110	84	105	126	147	43120	2088*	1723
15	22	115	88	110	132	154	51750	2321	1916
16	23	120	92	115	138	161	61440	2572*	2088*
17	24	125	96	120	144	168	72250	2804	2371
18	25	130	100	125	150	175	84240	3054*	2629
19	26	135	104	130	156	182	97470	3395	2917
20	27	140	108	135	162	189	112000	3692*	3240
21	28	145	112	140	168	196	127890	4103	3593
22	29	150	116	145	174	203	145200	4500	3987
23	30	155	120	150	180	210	163990	4937	4414

3

de l'écartement des rivets des joints étanches,
dinales, pris en fonction du diamètre.

um supportées par les tôles sans flexion						OBSERVATIONS
		VALEURS DE R DANS LA FORMULE : $R = \frac{3}{2} \frac{PE}{bh^2}$				
=6 d	Pour E = 7 d	Pour E = 4 d	Pour E = 5 d	Pour E = 6 d	Pour E = 7 d	
	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.	
	273	36,952	33,784	27,748	21,168	Les nombres marqués d'un astérisque dans les colonnes des valeurs de P, sont les seuls qui s'écartent des courbes représentant ces valeurs et sont indiqués par un petit cercle sur les ordonnées qui les représentent sur la deuxième série de courbes à la planche II.
*	351*	28,940	26,583	22,519	17,709	
	396	23,813	22,415	19,131	15,840	
	428*	20,390	19,223	16,954	14,470	
	553	17,931	17,150	15,581	13,493	
*	616*	16,138	15,625	14,348	12,852	
	755	14,805	14,433	13,599	12,413	
	898*	13,754	13,705	13,003	12,136	
	1012	12,962	12,803	12,608	11,975	
	1164	12,280	12,587	12,245	11,904	
	1364*	11,850	12,217	12,143	11,909	
	1524	11,455	11,965	12,027	11,980	
	1740	11,179	11,813	11,976	12,137	
*	1918*	11,100	11,685	12,055	12,314	
	2241	10,867	11,671	12,141	12,553	
*	2568*	10,795	11,714	12,271	12,838	
	2861	10,740	11,794	12,441	13,154	
	3214	10,700	11,944	12,726	13,480	
	3619	10,695	12,712	13,013	13,902	

TABLEAU N° 4

Écartements des rivets des joints longitudinaux et largeur des recouvrements

ÉPAISSEUR DES TOLES	DIAMÈTRE DES RIVETS	ECARTEMENT DES RIVETS				RECOUVREMENTS DES TOLES	
		ANCIENNE RÈGLE		NOUVELLE RÈGLE		Pour un rang de rivets $R = 3d + 2a + \frac{d}{4}$	Pour deux rangs de rivets en échiquier $R = 5d + 4a + \frac{d}{4}$
		$E = 4d$	$E = 4\frac{1}{2}\,d$	$E = 2.5(e+d)$	$E = 3(e+d)$		
m/m	m/m	m/m	m/m	m/m	m/m	m/m	m/m
5	12	48	54,0	42,5	51	43	70
6	13	52	58,5	47,5	57	47	76
7	14	56	63,0	52,5	63	50	82
8	15	60	67,5	57,5	69	54	87
9	16	64	72,0	62,5	75	57	93
10	17	68	76,5	67,5	81	61	99
11	18	72	81,0	72,5	87	64	105
12	19	76	85,5	77,5	93	68	111
13	20	80	90,0	82,5	99	72	117
14	21	84	94,5	87,5	105	75	123
15	22	88	99,0	92,5	111	79	128
16	23	82	103,5	97,0	117	82	134
17	24	96	108,0	102,5	123	86	140
18	25	100	112,5	107,5	129	90	146
19	26	104	117,0	112,5	135	93	152
20	27	108	121,5	117,5	141	97	157
21	28	112	126,0	122,5	147	100	163
22	29	116	130,0	127,5	153	104	169
23	30	120	135,0	132,5	159	108	175

TABLEAU N° 5

Essais de résistance à la traction, faits sur des barrettes de tôle percées.

NUMÉROS DES BARRETTES	DIMENSIONS des barrettes		SECTION DES BARRETTES	ALLONGEMENTS			CHARGES de rupture		OBSERVATIONS
	Largeur totale des deux parties pleines	Epaisseur		Longueur initiale	Longueur à la rupture	Sur 200 m/m	totale	par m/m² de la section	
	m/m	m/m	m/m²	m/m	m/m	c/o	kil.	kil.	
1	25	5	125	200	213	6,5	5200	41,600	Barrettes percées de trois trous, poinçonnés à 10m, de diamètre, alésés à 12 m/m.
2	25	5	125	200	215	7,5	5200	41,600	
3	25	5	125	200	214	7,0	5350	42,800	
Moyennes	25	5	125	200	214	7,0	5250	42,000	
4	25	5	125	200	207	3,5	4640	37,120	Barrettes percées de trois trous, poinçonnés à 12 millimètres.
5	25	5	125	200	206	3,0	4650	37,200	
6	25	5	125	200	208	4,0	4660	37,280	
Moyennes	25	5	125	200	207	3,5	4650	37,200	
7	25	5	125	200	213	6,5	5250	42,000	Barrettes percées de trois trous, poinçonnés à 12 millimètres de diamètre, puis recuites.
8	25	5	125	200	214	7,0	5200	41,600	
9	25	5	125	200	215	7,5	5150	41,200	
Moyennes	25	5	125	200	214	7,0	5200	41,600	

TABLEAU N° 6

Essais de résistance à la traction, faits sur des barrettes de tôle percées.

NUMÉROS DES BARRETTES	DIMENSIONS des barrettes		SECTIONS DES BARRETTES	ALLONGEMENTS			CHARGES de rupture		OBSERVATIONS
	Largeur totale des deux parties pleines	Epaisseur		Longueur initiale	Longueur à la rupture	Sur 200 m/m	totale	par m/m² de la section	
	m/m	m/m	m/m²	m/m	m/m	%	kil.	kil.	
1	38	10	380	200	222	11,0	17450	45,935	Barrettes percées de trois trous, poinçonnés à 15 millimètres de diamètre, puis alésés à 18 m/m.
2	38	10	380	200	220	10,0	17410	45,824	
3	38	10	380	200	221	10,5	16690	43,924	
Moyennes	38	10	380	200	221	10,5	17517	45,288	
4	38	10	380	200	212	6,0	15598	41,048	Barrettes percées de trois trous, poinçonnés à 18 millimètres.
5	38	10	380	200	211	5,5	15532	40,873	
6	38	10	380	200	210	5,0	15380	40,473	
Moyennes	38	10	380	200	211	5,5	15503	40,797	
7	38	10	380	200	220	10,0	17300	45,528	Barrettes percées de trois trous, poinçonnés à 18 millimètres de diamètre, puis recuites.
8	38	10	380	200	222	11,0	17130	45,076	
9	38	10	380	200	218	9,0	17100	45,000	
Moyennes	38	10	380	200	220	10,0	17177	45,201	

TABLEAU N° 7

Essais de résistance à la traction, faits sur des barrettes de tôles percées

NUMÉROS DES BARRETTES	DIMENSIONS des barrettes		SECTIONS DES BARRETTES	ALLONGEMENTS			CHARGES de rupture		OBSERVATIONS
	Largeur totale des deux parties pleines	Epaisseur		Longueur initiale	Longueur à la rupture	sur 200 m/m	totale	par m/m² de la section	
	m/m	m/m	m/m²	m/m	m/m	0/0	kil.	kil.	
1	46	15	690	200	220	10,0	29.400	42,609	Barrettes percées de trois trous poinçonnés, à 19 m/m de diamètre, puis alésés à 22 m/m.
2	46	15	690	200	219	9,5	28.850	41,800	
3	46	15	690	200	221	10,5	29.200	42,319	
Moyen^es	46	15	690	200	220	10,0	29.150	42,246	
4	46	15	690	200	209	4,5	27.280	39,550	Barrettes percées de trois trous poinçonnés à 22 m/m de diamètre.
5	46	15	690	200	211	5,5	23.700	34,348	
6	46	15	690	200	210	5,0	25.600	37,101	
Moyen^es	46	15	690	200	210	5,0	25.527	36,999	
7	46	15	690	200	227	13,5	29.200	42,319	Barrettes percées de trois trous poinçonnés, à 22 m/m de diamètre, puis recuites.
8	46	15	690	200	220	10,0	29.500	42,753	
9	46	15	690	200	225	12,5	29.300	42,463	
Moyen^es	46	15	690	200	224	12,0	29.333	42,512	

TABLEAU N° 8

Essais de résistance à la traction, faits sur des tôles percées

NUMÉROS DES BARRETTES	DIMENSIONS des barrettes		SECTIONS DES BARRETTES	ALLONGEMENTS			CHARGES de rupture		OBSERVATIONS
	Largeur totale des deux parties pleines	Épaisseur		Longueur initiale	Longueur à la rupture	sur 200 m/m	totale	par m m² de la section	
	m m	m m	m m²	m m	m m	%	kil.	kil.	
1	56	20	1.120	200	227	13.5	47.850	42.923	Barrettes percées de trois trous poinçonnés, à 23 m/m de diamètre, puis alésés à 27 m m.
2	56	20	1.120	200	230	15.0	47.150	42.098	
3	56	20	1.120	200	229	14.5	47.810	42.687	
Moyen[ne]	56	20	1.120	200	229	14.5	47.603	42.503	
4	56	20	1.120	200	214	7.0	43.750	39.066	Barrettes percées de trois trous poinçonnés à 27 m/m de diamètre.
5	56	20	1.120	200	213	6.5	44.460	39.666	
6	56	20	1.120	200	212	6.0	44.860	40.053	
Moyen[ne]	56	20	1.120	200	213	6.5	44.356	39.605	
7	56	20	1.120	200	230	15.0	47.600	42.500	Barrettes percées de trois trous poinçonnés, à 27 m/m de diamètre, puis recuites.
8	56	20	1.120	200	225	12.5	47.890	42.7[illegible]	
9	56	20	1.120	200	227	13.5	47.560	42.4[illegible]	
Moyen[ne]	56	20	1.120	200	227	13.5	47.683	42.5[illegible]	

TABLEAU N° 9

Essais de résistance à la traction des tôles dans lesquelles ont été découpées les barrettes percées.

NUMÉROS DES BARRETTES	DIMENSIONS des barrettes		SECTIONS DES BARRETTES	ALLONGEMENTS			CHARGES DE RUPTURE	
	Largeur	Épaisseur		Longueur initiale	Longueur à la rupture	Sur 200 m/m	totale	Par m/m² de la section
	m/m	m/m	m/m	m/m	m/m	0/0	kil.	kil.
1	30	5	150	200	252	26,0	6.250	41,680
2	30	5	150	200	250	25,0	6.270	41,810
3	30	5	150	200	251	25,5	6.420	42,760
Moyennes	30	5	150	200	251	25,5	6.313	42,083
1	30	10	300	200	252	26,0	13.700	45,666
2	30	10	300	200	254	27,0	13 650	45,500
3	30	10	300	200	256	28,0	13.400	44,660
Moyennes	30	15	300	200	254	27,0	13.583	45,275
1	30	15	450	200	256	28,0	19.200	42,666
2	30	15	450	200	258	29,0	19 350	43,000
3	30	15	450	200	254	27,0	19.410	33,133
Moyennes	30	15	450	200	256	28,0	19.320	42,933
1	30	20	600	200	257	28,5	25.500	42,500
2	30	20	600	200	258	29,0	25.460	42,433
3	30	20	600	200	256	28,0	25.390	42,333
Moyennes	30	20	600	200	257	28,5	25.450	42,422

TABLEAU N° 10

Essais de résistance à la traction, faits sur des barrettes d'acier doux prises dans les mêmes barres que les rivets de « La Touraine ».

NUMÉROS DES BARRETTES	Diamètre des barrettes	SECTIONS des barrettes	ALLONGEMENTS			CHARGES DE RUPTURE	
			Longueur initiale	Longueur à la rupture	Sur 200 m/m	totale	par m.m² de la section
	m/m	m/m²	m/m	m/m	0/0	kil.	kil.
1	25	314	200	252	26.0	12.320	39.235
2	25	314	200	258	29.0	12.280	39,108
3	25	314	200	256	28.0	12.020	38,280
4	25	314	200	255	27.5	12.220	38.917
5	25	314	200	254	27.0	12.140	38.664
6	27	314	200	250	25.0	12.210	38.885
7	27	415	200	255	27.5	16.140	38,891
8	27	415	200	251	25.5	16.240	39,132
9	27	415	200	255	27.5	16.110	38,812
10	27	415	200	256	28.0	16.020	38,602
11	27	415	200	258	29.0	15.920	38,361
12	27	415	200	249	24.5	16.250	39,156
13	29	456	200	250	25.0	17.630	38,662
14	29	456	200	259	29.5	17.630	38,662
15	29	456	200	251	25.5	17.630	38,662
16	29	456	200	248	24.5	17.000	37.600
Moyennes	26,75	386	200	253	26.5	14.985	38,748

NOTA. — Toutes les barrettes ont été tournées; celles de 25 m m au diamètre de 20 m/m; celles de 27 m/m, au diamètre de 23 m m, et celles de 29 m m au diamètre de 24 m/m.

TABLEAU N° 11

Essais de résistance à la traction, faits sur des barrettes d'acier doux prises dans les mêmes barres que les rivets de « La Touraine ».

NUMÉROS DES BARRETTES	Diamètres des barrettes	SECTIONS des barrettes	ALLONGEMENTS			CHARGES DE RUPTURE	
			Longueur initiale.	Longueur à la rupture.	Sur 200 m/m.	totale	par m/m² de la section.
	m/m	m/m²	m/m	m/m	%	kil.	kil.
1	19	227	200	249	24,5	8740	36,722
2	19	227	200	249	24,5	8840	38,434
3	19	227	200	248	24,0	8880	38,608
4	19	227	200	254	27,0	8700	37,826
5	19	227	200	250	25,0	9000	39,130
6	19	227	200	248	24,0	8700	37,826
7	21	254	200	252	26,0	9600	37,254
8	21	254	200	251	25,5	9840	38,740
9	21	254	200	251	25,5	10000	38,910
10	21	254	200	257	28,5	9920	38,599
11	21	254	200	253	26,5	9820	38,210
12	21	254	200	252	26,0	9940	38,677
13	23	314	200	254	27,0	11520	36,688
14	23	314	200	254	27,0	11960	38,089
15	23	314	200	254	27,0	12300	39,172
16	23	314	200	257	27,0	11930	37,633
Moyennes	20.85	261	200	252	26,0	9980	38,163

NOTA. — Toutes les barrettes ont été tournées : celles de 19 m/m, au diamètre de 17m/m ; celles de 21m/m, au diamètre de 18m/m, et celles de 23m/m. au diamètre de 20 m/m.

TABLEAU N° 12

Essais de résistance à la traction, faits sur des barrettes d'acier do[illegible] prises dans les mêmes barres que les rivets de « La Touraine ».

Branche des barrettes	Sections des barrettes	Allongements			Charges de rupture	
		Longueur initiale	Longueur à la rupture	Sur [illegible]	totale	par [illegible] de la sec[illegible]
	[illegible]	[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]
	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
		[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
		[illegible]		[illegible]	[illegible]	[illegible]
		[illegible]			[illegible]	[illegible]
				[illegible]	[illegible]	[illegible]
					[illegible]	[illegible]
					[illegible]	[illegible]
					[illegible]	[illegible]
					[illegible]	[illegible]

TABLEAU N° 13

Essais d'arrachement, par traction, des rivures fraisées (rivets en acier doux)

NUMÉROS des groupes	NUMÉROS des essais	SECTIONS des rivets	CHARGES DE RUPTURE totale	CHARGES DE RUPTURE par m/m² de la section	CHARGES DE RUPTURE moyenne	OBSERVATIONS
		m/m²	kil.	kil.	kil.	
Premier groupe 4 éprouvettes rivets de 19 m/m fraisures à la pente de 10 degrés	1	283	12.200	43,109	44,584	Dans ce groupe d'essais, toutes les rivures se sont allongées, et les rivets sont sortis des étriers.
	2	283	13.320	47,057		
	3	283	11.600	40,989		
	4	283	13.350	41,173		
Deuxième groupe 4 éprouvettes rivets de 19 m/m fraisures à la pente de 15 degrés	1	283	13.200	46,643	44,981	Mêmes observations que pour le premier groupe.
	2	283	12.620	44,593		
	3	283	12.500	44,168		
	4	283	12.600	44,522		
Troisième groupe 4 éprouvettes rivets de 19 m/m fraisures à la pente de 18 degrés	1	283	13.050	46,113	45,893	Dans ce groupe d'essais, toutes les fraisures ont résisté et les rivets se sont cassés à la naissance de la fraisure.
	2	283	13.200	46,643		
	3	283	13.000	45,936		
	4	283	12.700	44,876		
Quatrième groupe 4 éprouvettes rivets de 19 m/m fraisures à la pente de 20 degrés	1	283	12.900	45,583	46,289	Mêmes observations que pour le troisième groupe.
	2	283	13.400	47,349		
	3	283	13.200	46,643		
	4	283	12.900	45,583		

TABLEAU N° 14

Essais d'arrachement, par traction, des rivures fraisées (rivets de fer à nerf)

NUMÉROS des groupes	NUMÉROS des essais	SECTIONS des rivets	CHARGES DE RUPTURE totale	CHARGES DE RUPTURE par m/m² de la section	CHARGES DE RUPTURE moyenne	OBSERVATIONS
		m/m²	kil.	kil.	kil.	
Premier groupe 4 éprouvettes rivets de 19 m/m fraisures à la pente de 10 degrés	1	283	11.350	40,106	39,331	Dans ce groupe d'essais, toutes les rivures se sont allongées et les rivets sont sortis des étriers.
	2	283	10.800	38,162		
	3	283	11.100	39,222		
	4	283	11.500	40,636		
Deuxième groupe 4 éprouvettes rivets de 19 m/m fraisures à la pente de 15 degrés	1	283	11.400	40,282	40,715	Dans ce groupe d'essais, les rivures nos 1, 2 et 4 se sont allongées et les rivets sont sortis des étriers; seul, le n° 3 ne s'est pas allongé et a cassé au ras de la tête.
	2	283	11.650	41,165		
	3	283	11.640	41,130		
	4	283	11.400	40,282		
Troisième groupe 4 éprouvettes rivets de 19 m/m fraisures à la pente de 18 degrés	1	283	11.750	41,519	41,458	Dans ce groupe d'essais, toutes les fraisures ont résisté, les nos 1 et 3 ont cassé au ras de la tête, les nos 2 et 4 ont cassé au milieu de la longueur de leur tige.
	2	283	11.980	42,333		
	3	283	11.600	40,989		
	4	283	11.600	40,989		
Quatrième groupe 4 éprouvettes rivets de 19 m/m à la pente de 20 degrés	1	283	11.900	42,049	42,173	Dans ce groupe d'essais, toutes les fraisures ont résisté, et les rivets se sont cassés à la naissance des fraisures.
	2	283	11.980	42,333		
	3	283	12.000	42,402		
	4	283	11.860	41,908		

TABLEAU N° 15

Essais d'arrachement, par traction, des rivures fraisées (acier très doux)

NUMÉROS des groupes	NUMÉROS des essais	SECTIONS des rivets	CHARGES DE RUPTURE totale	CHARGES DE RUPTURE par m/m² de la section	CHARGES DE RUPTURE moyenne	OBSERVATIONS
		m/m²	kil.	kil.	kil.	
Premier groupe 4 éprouvettes rivets de 19 m/m fraisures à la pente de 10 degrés	1	283	10.400	36,749	36,219	
	2	283	9.580	33,851		
	3	283	10.684	37,738		
	4	283	10.340	36,537		
Deuxième groupe 4 éprouvettes rivets de 19 m/m fraisures à la pente de 15 degrés	1	283	10.700	37,809	39,629	Dans les quatre premiers groupes d'essais, toutes les fraisures se sont allongées, et les rivets sont sortis des étriers.
	2	283	10.900	38,515		
	3	283	11.620	41,060		
	4	283	11.640	41,130		
Troisième groupe 4 éprouvettes rivets de 19 m/m fraisures à la pente de 18 degrés	1	283	12.700	44,875	43,973	
	2	283	12.260	43,321		
	3	283	12.600	44,515		
	4	283	12.220	43,180		
Quatrième groupe 4 éprouvettes rivets de 19 m/m fraisures à la pente de 20 degrés	1	283	12.620	44,593	44,769	
	2	283	12.740	45,017		
	3	283	12.660	44,734		
	4	283	12.660	44,734		
Cinquième groupe 4 éprouvettes rivets de 19 m/m fraisures à la pente de 25 degrés	1	283	12.700	44,875	45,299	Dans ce groupe d'essais, toutes les fraisures ont résisté et les rivets se sont décollés à la naissance de la fraisure.
	2	283	12.900	45,580		
	3	283	12.860	45,441		
	4	283	12.820	45,300		

TABLEAU N° 16

Essais d'arrachement, par traction, des rivures fraisées, fraisures avec l'angle arrondi (rivets d'acier très doux)

NUMÉROS des groupes	NUMÉROS des essais	SECTIONS des rivets	CHARGES DE RUPTURE totale	CHARGES DE RUPTURE par m/m² de la section	CHARGES DE RUPTURE moyenne	OBSERVATIONS
		m/m²	kil.	kil.	kil.	
Premier groupe 4 éprouvettes rivets de 19 m/m fraisures à angle arrondi à la pente de 18 degrés	1	283	12.840	45,375		Dans ces deux groupes d'essais, les fraisures ont résisté et les rivets se sont cassés au milieu de la longueur de leur tige.
	2	283	12.890	45,549		
	3	283	12.520	44,240		
	4	283	12.880	45,500		
Deuxième groupe rivets de 19 m/m fraisures à angle arrondi à la pente de 20 degrés	1	283	13.170	46,531		
	2	283	12.920	45,664		
	3	283	12.910	45,617		
	4	283	13.000	45,953		

TABLEAU N° 17

Essais de résistance, à la rupture par traction, faits sur des barrettes d'acier doux, prises dans les mêmes barres que les rivets qui ont servi aux essais consignés au tableau n° 12.

NUMÉROS DES BARRETTES	Diamètre des barrettes	SECTIONS des barrettes	ALLONGEMENTS			CHARGES DE RUPTURE	
			Longueur initiale	Longueur à la rupture	sur 200 m/m	totale	par m/m² de la section
	m/m	m/m²	m/m	m/m	0/0	kil.	kil.
1	19	283	200	255	27,5	12.180	43,039
2	19	283	200	253	26,5	12.060	42,614
3	19	283	200	257	28,5	12.000	42,402
4	19	283	200	254	27,0	12.150	42,932
5	19	283	200	250	25,0	11.990	42,367
6	19	283	200	252	26,0	12.120	42,826
7	19	283	200	254	27,0	12.200	43,109
8	19	283	200	253	26,5	12.160	42,968
9	19	283	200	255	27,5	12.250	43,286
10	19	283	200	256	28,0	12.280	43,392
Moyennes	19	283	200	254	27,0	12.139	42,793

TABLEAU N° 18

Essais de résistance, à la rupture par traction, faits sur des barrettes de fer à nerf, prises dans les mêmes barres que les rivets qui ont servi aux essais consignés au tableau n° 13.

NUMÉROS DES BARRETTES	Diamètre des barrettes	SECTIONS des barrettes	ALLONGEMENTS			CHARGES DE RUPTURE	
			Longueur initiale	Longueur à la rupture	sur 200 m/m	totale	par m/m² de la section
	m/m	m/m²	m/m	m/m	0/0	kil.	kil.
1	19	283	200	247	23,5	10.890	38,480
2	19	283	200	245	22,5	10.860	38,374
3	19	283	200	246	23,0	10.900	38,515
4	19	283	200	244	22,0	10.790	38,127
5	19	283	200	249	24,5	11.000	38,869
6	19	283	200	248	24,0	10.650	37,618
7	19	283	200	243	21,5	10.920	38,586
8	19	283	200	250	25,0	10.890	38,480
9	19	283	200	248	24,0	10.760	38,021
10	19	283	200	247	23,5	10.880	38,445
Moyennes	19	283	200	247	23,5	10.854	38,352

TABLEAU N° 19

Essais de résistance, à la rupture, par traction, faits sur des barrettes d'acier très doux, prises dans les mêmes barres que les rivets qui ont servi aux essais consignés au tableau n° 14.

NUMÉROS DES BARRETTES	Diamètre des barrettes	SECTIONS des barrettes	ALLONGEMENTS			CHARGES DE RUPTURE	
			Longueur initiale	Longueur à la rupture	sur 200 m/m	totale	par m/m² de la section
	m/m	m/m²	m/m	m/m	0/0	kil.	kil.
1	19	283	200	259	29,5	10.260	36,254
2	19	283	200	259	29,5	10.240	36,183
3	19	283	200	256	28,0	10.245	36,200
4	19	283	200	262	31,0	10.245	36,200
5	19	283	200	260	30,0	10.100	35,688
6	19	283	200	259	29,5	10.160	35,900
7	19	283	200	258	29,0	10.080	35,618
8	19	283	200	260	30,0	10.200	36,042
9	19	283	200	257	28,5	10.280	36,325
10	19	283	200	258	29,0	10.490	37,067
Moyennes	19	283	200	259	29,5	10.230	36,148

TABLEAU N° 20

Analyses chimiques prises sur les barres d'acier faisant l'objet du tableau n° 11.

Nos des ANALYSES	MANGANÈSE	CARBONE	SOUFRE	PHOSPHORE	SILICIUM
	0/0	0/0	0/0	0/0	0/0
1	0,358	0,220	0,018	0,060	Traces
2	0,340	0,210	0,022	0,047	—
3	0,450	0,230	0,030	0,052	—
4	0,379	0,210	0,029	0,061	—
5	0,481	0,190	0,022	0,042	—
6	0,295	0,220	0,018	0,045	—
7	0,306	0,185	0,025	0,058	—
8	0,390	0,220	0,023	0,062	—
9	0,465	0,200	0,020	0,042	—
10	0,280	0,230	0,019	0,048	—
Moyennes.	0,394	0,211	0,023	0,052	Traces

Fig. 1

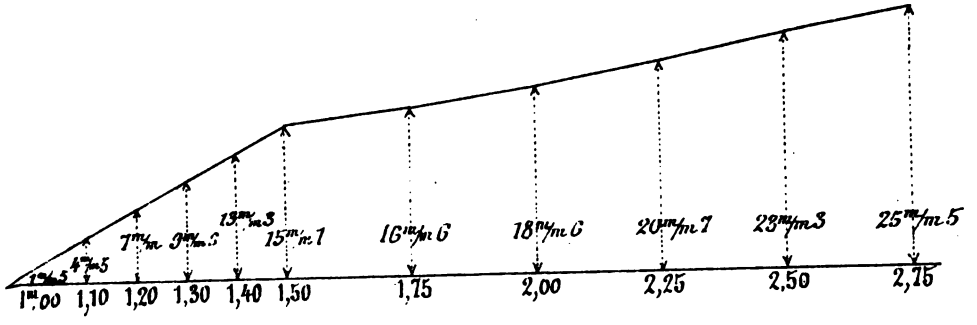


Fig. 2

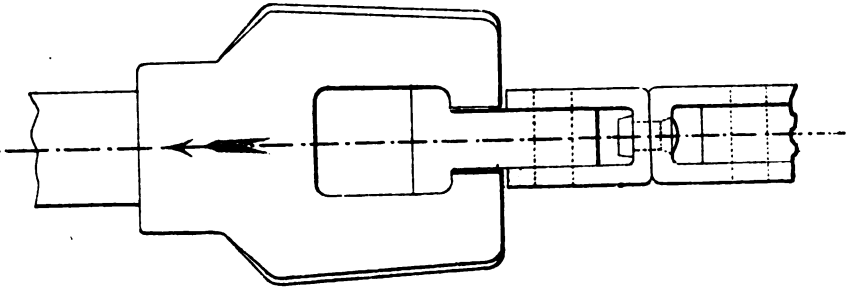


Planche II

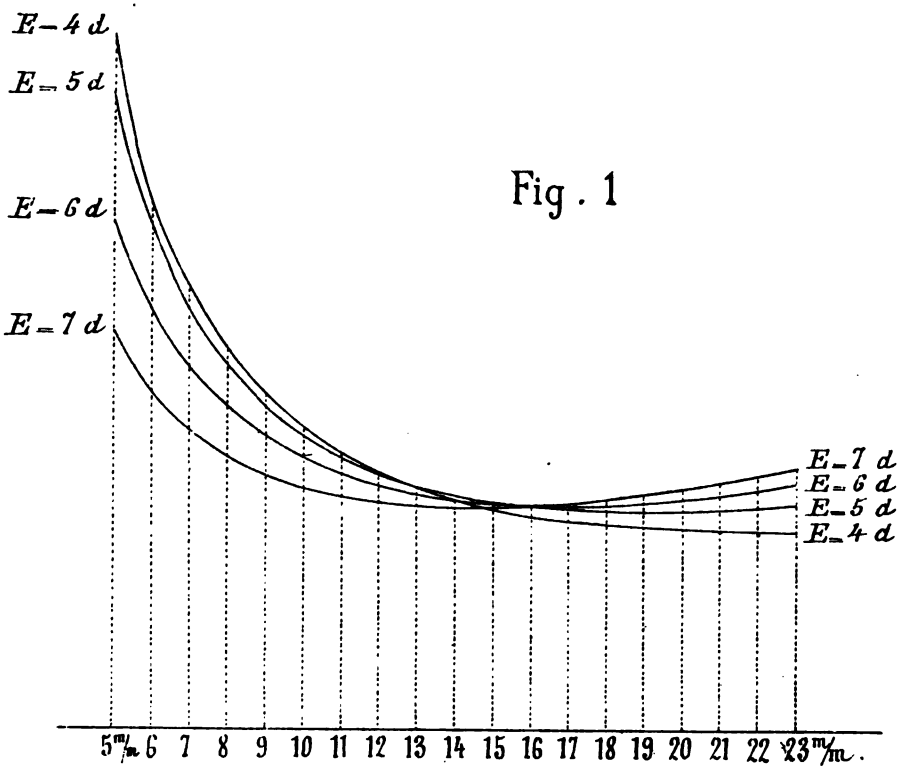


Fig. 1

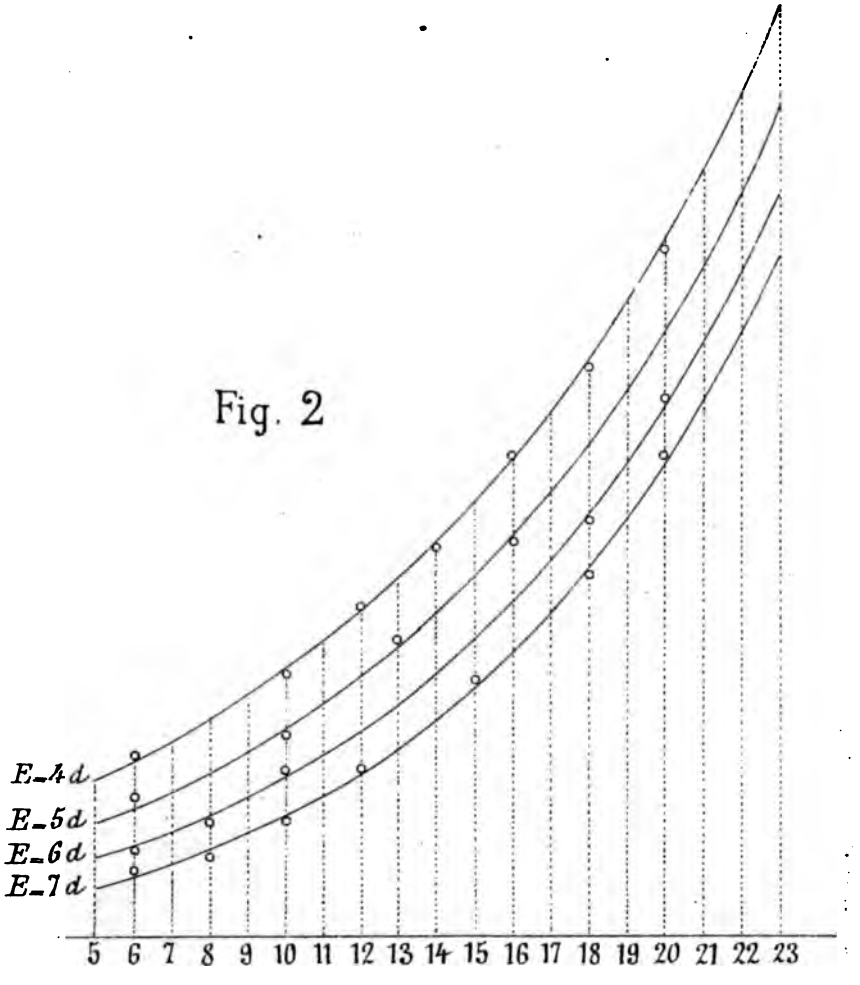


Fig. 2

Croiseurs de la Marine militaire des États-Unis

Par M. LISBONNE, vice-président

On parle beaucoup depuis quelques années de la nouvelle flotte que les Etats-Unis sont en train de créer de toutes pièces. Le mémorandum du secrétaire d'Etat, adressé au président des Etats-Unis, développe un programme dont la réalisation nécessiterait une dépense de 266.000.000 de dollars, soit en nombre rond de 1 milliard de francs. Il est vrai que l'exécution n'en pourrait être complétée que dans un espace de 13 années. La somme que le ministre demande au Congrès pour 1890 est de 127.996.270 francs, dont 59.000.000 environ pour constructions neuves, armement, machines, outillage.

Ce programme comprend 10 bâtiments de combat, ou navires cuirassés, de 10.000 tonneaux, 8 de 8.000 tonneaux, 12 de 7.000, 5 de 6.000; 10 navires béliers de 3.500 tonneaux; 9 croiseurs cuirassés de 6.250 tonneaux et de 19 nœuds; 4 croiseurs protégés de 7.000 tonneaux et de 22 nœuds; 9 croiseurs protégés de 5.400 tonneaux et de 20 nœuds; 6 autres plus petits, et 15 torpilleurs.

Tout récemment, le contre-amiral S.-B. Luce a lu, dans une conférence, un mémoire qui a produit une grande sensation parmi ses auditeurs. Il s'est efforcé de montrer que, depuis 1836, la marine militaire des Etats-Unis a été constamment en décroissant, si bien qu'elle était devenue à peu près nulle, lors de la guerre de sécession en 1861, et que, actuellement, les Etats-Unis n'ont pas un seul bâtiment de combat à flot; les deux seuls cuirassés qui puissent être considérés comme tels, le *Texas* et le *Maine*, étant encore sur leurs cales. Depuis la fin de la guerre de sécession, le pouvoir exécutif n'a cessé de réclamer l'augmentation de la marine militaire; la nation ou ses représentants assemblés en Congrès ont opposé un refus continuel. Quoi d'étonnant, dit l'amiral, si la République des Etats-Unis est rayée de la liste des puissances maritimes?

L'amiral Luce s'attache à démontrer qu'une nation n'a pour ainsi dire pas de marine, si elle ne possède pas une flotte de navires cuirassés; elle a beau avoir d'excellents croiseurs et des torpilleurs en grand nombre, ce ne sont que les auxiliaires dont l'efficacité est grandement diminuée sans l'appui de bâtiments de combat, Cette doctrine, contestée en France dans ces dernières années, contestée surtout

lards; celle pour le tir en chasse est à babord, l'autre à tribord; les canons de 15 centimètres sont logés sur les gaillards, sous une superstructure qui occupe les deux tiers de la longueur; cette sorte de réduit est défendue contre les feux d'enfilade par des traverses obliques. Il y a, en outre, 6 petits canons à tir rapide et 6 canons-revolvers.

Ces deux croiseurs sont gréés en brick, sans beaupré; ils ont deux cheminées. Le pont cuirassé se compose d'une partie centrale horizontale au-dessus de l'eau, et d'une partie inclinée qui vient rencontrer la muraille à 1m20 au-dessous de la flottaison. Ils ont eu aux essais 15m5.

Le *Chicago* est de première classe; il a 4.500 tonneaux de déplacement. Il est armé avec 4 canons de 20 centimètres, en demi-tourelles sur les gaillards, à 7m70 au-dessus de la flottaison; 6 canons de 15 centimètres en batterie, et sur ce même pont 2 canons de 12 centimètres, l'un pour le tir en chasse, l'autre pour le tir en retraite. Il y a, en outre, 4 petits canons à tir rapide et 8 canons-revolvers.

Le *Chicago* est gréé en trois-mâts-barque; il n'a qu'une cheminée. Comme vitesse, il a été un peu moins bien réussi que les deux précédents qui ont dépassé la vitesse prévue. Le *Chicago* devait filer 16 nœuds; il n'a eu que 15n33. Il est à deux hélices; les deux précédents n'en ont qu'une.

Ces trois croiseurs, sortis des chantiers de J. Roach, à Chester (Pensylvanie), voyagent en escadre, avec la canonnière protégée toute récente, le *Yorktown*; cette escadre était récemment dans la rade de Toulon.

Les cinq autres croiseurs datent de 1886 et 1887; ils ont profité des progrès accomplis dans ces derniers temps, progrès consistant en une protection plus complète et en une plus grande vitesse. Le pont protecteur va d'un bout à l'autre du navire. La coque est à double fond, à construction cellulaire pourvue de cofferdams. Ils sont dits de première classe, sauf le *Charleston* qui est de deuxième classe. Voici, d'ailleurs, les dimensions de ces cinq croiseurs :

	BALTIMORE	PHILADELPHIA	NEWARK	SAN-FRANCISCO	CHARLESTON
Longueur totale...	102m11	»	»	»	»
Longueur à la flottaison.....	96	96	95	94.49	91
Largeur extrême..	14.78	14.78	14.93	14.98	14.02
Tirant d'eau moyen	5.94	5.85	5.85	5.72	5.64
Déplacement correspondant.....	4.400 tx	4.324	4.083	4.083	3.730
Puissance en chevaux.....	10.750	10.500	8.500	10.500	7.000
Vitesse espérée....	20 n.	19	18	19	19

Le *Baltimore* et le *Charleston* seuls ont fait leurs essais. Ceux du *Charleston* n'ont pas été très satisfaisants. On n'a eu que 18n2 en moyenne; aucun loch n'a

dépassé 18°3. Ceux du *Baltimore* ont été couronnés de succès; il a dépassé 20 nœuds et a obtenu une prime d'environ 1 million de francs.

Nous allons les décrire sommairement, en suivant l'ordre chronologique.

BALTIMORE.— Le contrat est du 17 décembre 1886; il a été conclu avec William Cramp's de Philadelphie; les plans de la coque sont de l'Administration; ceux des machines sont dus à la maison Humphrys Tennant et Cᵉ de Deptford en Angleterre.

L'armement consiste en 4 canons de 20 centimètres, 6 de 15 centimètres, 8 canons à tir rapide, dont 4 de 6 livres, 2 de 3 livres et 2 de 1 livre, et 2 mitrailleuses Gatling. Les 4 gros canons sont pour le tir en chasse et en retraite, placés de chaque bord, sur la tengue et la dunette; les 8 autres sont sur le pont des gaillards. Tous sont en encorbellement.

Le pont cuirassé formé d'une partie horizontale et de deux plans inclinés, a des épaisseurs variant entre 59 et 100 millimètres. L'abri du commandant est blindé à 76 millimètres.

Les machines, divisées en deux groupes, sont à triple expansion; horizontales à connexion directe, et à 4 cylindres. Ceux-ci ont pour diamètres respectifs 1ᵐ 067, 1ᵐ 52, 2ᵐ 39, 2ᵐ 39; la course des pistons est de 1ᵐ 067, comme le diamètre du petit cylindre. Les couvercles des cylindres et ceux des boîtes à tiroirs des grands cylindres, sont en fonte de fer, vu la difficulté d'obtenir des couvercles sains en acier coulé.

Les hélices sont en fonte manganèsifère et à trois ailes; elles ont pour diamètre 4ᵐ 42, avec un pas variable entre les limites 5ᵐ 64 et 6ᵐ 55.

Les 4 chaudières principales sont à double façade, horizontales à retour de flamme, timbrées à 9 kil. 5; l'épaisseur de l'enveloppe en acier est de 33 millimètres. Elles ont 5ᵐ 38 de longueur et 4ᵐ 47 de diamètre. Il y a deux cheminées.

Le *Baltimore* a deux mâts militaires.

CHARLESTON. — Le contrat du *Charleston* est du 28 décembre 1888, de quelques jours postérieur au précédent, bien qu'il fût autorisé par l'acte du Congrès du 11 mars 1885 et que le *Baltimore* ne le fût que par l'acte du 3 août 1886. Il a été passé avec la Compagnie Union Iron Works de San Francisco. C'est le premier navire de guerre fait par cette Compagnie.

L'armement se compose de 2 canons de 20 centimètres, de 6 de 15 centimètres, de 4 canons à tir rapide de 6 livres, et 4 canons-revolvers de 37 millimètres. Il n'y a ni tengue ni dunette; toute l'artillerie principale est sur le pont des gaillards; ceux de 20 centimètres sont en tourelles barbette, sur affût à pivot central, l'un pour le tir en chasse, l'autre pour le tir en retraite. Les 6 canons de 15 centimètres sont en encorbellement.

Le pont cuirassé est disposé comme sur le précédent, mais la plus grande épaisseur n'est que de 76 millimètres; nous croyons qu'il n'y a pas de tour de commandement.

Les machines sont divisées en deux groupes actionnant chacun une hélice; elles sont du système Compound, horizontales, disposées en échiquier, en sorte que l'une a une ligne d'arbres plus longue que l'autre; cette ligne d'arbres est composée de trois longueurs à tribord, et de deux longueurs à babord. Chaque longueur est de

15 mètres, en acier creux fourni par l'usine Krupp. La puissance totale exigée est de 7.000 chevaux.

Les chaudières, au nombre de 6, sont à trois foyers, réparties dans deux chambres de chauffe ; elles sont timbrées à 6 kil. La surface de grille est de 45 mètres carrés et la surface de chauffe de 1.450 mètres carrés ou 32 fois la surface de grille. Il n'y a qu'une cheminée.

Le *Charleston* n'a, comme le précédent, que deux mâts militaires.

NEWARK.—Ce croiseur a été autorisé par le même acte que le *Charleston*. Il portait le n° 1, le *Charleston*, n° 2 et le *Baltimore*, n° 3. Le contrat n'a été passé que le 27 octobre 1887, avec la Compagnie Cramp's, qui était déjà en possession du marché *Baltimore* depuis dix mois.

L'armement comprend 12 canons de 15 centimètres, tous sur le pont des gaillards, en encorbellement, dont les saillies diffèrent pour le dégagement des champs de tir. Il y a en outre 10 canons à tir rapide, dont 4 de 6 livres, 4 de 3 livres et 2 de 1 livre, plus 3 canons-revolvers de 37 millimètres et 4 mitrailleuses Gatling.

Les deux pièces de 15 centimètres de l'avant peuvent faire converger leurs feux à une faible distance de l'avant du navire; il en est de même des deux de l'arrière. Celles du centre peuvent converger les leurs à 30 mètres du bord.

Les machines sont faites sur les plans des constructeurs. Elles actionnent deux hélices; elles sont horizontales, à triple expansion, à trois cylindres, dont les diamètres respectifs sont : 0^m86, 1^m32, 1^m93; les pistons ont une course de 1^m016. La puissance totale doit être de 8.500 chevaux. Il y a quatre chaudières cylindriques à double façade, à trois foyers, soit en tout vingt-quatre foyers, de 1^m09 de diamètre. Les chaudières ont 5^m94 de longueur et 4^m11 de diamètre; 50 mètres carrés de surface de grille et 1.454 mètres carrés de surface de chauffe, soit 29 fois la surface de grille. Le tirage forcé est en vases clos; la pression de régime est de 11 kil. 3.

Le *Newark* a un pont cuirassé semblable à celui du *Baltimore;* il n'a ni tengue ni dunette. Il a deux cheminées et est gréé en trois-mâts-barque.

PHILADELPHIA. — Ce croiseur, autorisé par l'acte du Congrès du 3 mars 1887, comme le cinquième le *San Francisco*, a été adjugé, par marché du 27 octobre suivant, à William Cramp's, de Philadelphie; ces constructeurs ont eu, par conséquent, trois croiseurs protégés de première classe sur cinq. Le *Philadelphia* a été mis à l'eau le 7 septembre 1889, moins de deux ans après la conclusion du contrat.

Il a une tengue et une dunette, sur lesquelles sont placés deux canons de chasse et deux canons de retraite, disposés comme sur le *Baltimore ;* mais ces quatre canons sont du calibre de 15 centimètres, comme les huit autres placés sur le pont des gaillards en encorbellement.

La batterie secondaire est identique à celle du *Newark*.

Le pont cuirassé est également le même.

Les machines dessinées par les constructeurs, comme pour le *Newark*, sont du même système, mais plus puissantes, devant donner 1 nœud de vitesse de plus. Les trois cylindres de chacune d'elles ont pour diamètres respectifs : 0^m96, 1^m47, 2^m24; la course des pistons est de 1^m016.

Les chaudières, au nombre de quatre, sont à double façade, à *quatre* foyers à

chaque extrémité, soit en tout trente-deux foyers de 91 centimetres de dia
Les chaudières ont 6m07 de longueur et 4m27 de diamètre. La surface de gr
de 58 mètres carrés et la surface de chauffe de 1.900 mètres carrés, soit trent
fois et demie la surface de chauffe. Même disposition pour le tirage forcé et
pression aux chaudières que pour le *Newark*.

Il a deux cheminées et porte trois phares de goëlette.

SAN-FRANCISCO.— Le *San-Francisco*, par marché du 26 octobre 1887, est éc
la Compagnie Union Iron-Works, de San-Francisco.

Son armement est de tous points identique à celui du *Philadelphia*. Même
cuirassé.

L'appareil-moteur est différent : on a décidé d'adopter pour ce croiseur
appareil-moteur identique à celui du *Baltimore*, fait, comme nous l'avons dit,
les plans de la maison anglaise de Deptford.

Nous arrivons maintenant aux croiseurs numérotés 6 à 11.

Croiseur n° 6. Il n'est pas encore adjugé. Voici les traits principaux de l'avan
projet communiqué aux concurrents : les dimensions ne sont pas indiquées:
déplacement seul est donné : 5.380 tonneaux environ. Le prix ne doit pas dépass
9.400.000 francs, non compris l'artillerie, ni les primes de 250.000 francs par quar
de nœud en sus de 20 nœuds. Son armement sa composera de deux canons d
26 centimètres sur tourelles barbette, comme sur le *Charleston*; de dix canons d
10 centimètres à tir rapide; huit de 6 livres, six de 5 livres, deux de 1 livre; quatre
canons-revolvers de 37 millimètres; six Maxein de 45 calibres.

Les tourelles barbette des canons de 20 centimètres sont protégées par un
masque en acier de 10 centimètres, relié à la plate-forme et tournant avec elle.

Les canons à tir rapide sont sous un spardeck qui les abrite; ils sont protégés
par un masque demi-circulaire, tournant avec eux; et ils permettent au sabord
d'être presque fermé. De plus, les flancs du navire, au-dessus et au-dessous de ces
canons, seront protégés par un blindage en acier de 10 centimètres. Ce n° 6 est donc,
en quelque sorte, un croiseur cuirassé contre les projectiles explosifs.

La circulaire imprimée, adressée aux industriels aptes à concourir, entre dans
beaucoup de détails sur la décomposition des poids formant l'exposant de charge,
et qui est de 2.039 tx. 750. L'artillerie y entre pour 434 tonneaux; l'appareil moteur
pour 1.250 tonneaux. Les canons de 20 centimètres seront approvisionnés à 170
coups; ceux de 10 centimètres à 900 coups; les Hotchkiss de 6 livres, 3 livres, 1
livre, respectivement à 4.000, 3.000 et 3.800 coups.

La circulaire ne contient aucun détail sur l'appareil moteur.

Les croiseurs nos 7 et 8, appelés *croiseurs protégés de 2e classe*, sont en cours de
construction dans les arsenaux de Norfolk et de New-York.

L'Amirauté avait eu l'intention de les faire construire par l'industrie privée, et
avait, dans ce but, préparé un devis détaillé pour la coque et un autre pour l'appa-
reil, avec plans annexés; il y avait un prix limité, fixé par le Congrès à 5.500.000 fr.,
et une vitesse minimum de 19 nœuds, également mentionnée dans l'acte du Congrès.
L'offre la plus basse dépassa la limite ci-dessus, de 575.000 francs. Il fallait donc,
ou ajourner la construction de ces deux cuirassés jusqu'au prochain Congrès, ou se
passer de l'industrie privée; c'est à ce dernier parti qu'on s'est arrêté. Les devis,

rendus publics, n'en font pas moins connaître avec détails, les conditions dans lesquelles seront construits ces deux croiseurs. Nous nous bornerons à en donner les traits principaux; nous renvoyons à une communication ultérieure la traduction de ces devis.

Ces deux croiseurs sont regardés comme dérivant du *Davout* français et de la *Medea*, de l'Amirauté anglaise.

Les dimensions sont :

Longueur entre perpendiculaires, 91^{m}44; largeur extrême, 12^{m}80; tirant d'eau moyen, 5^{m}49; déplacement, 3.183 tonneaux; puissance en chevaux, 10.000; vitesse présumée, 20 nœuds.

Ils ont une tengue et une dunette réunies entre elles par des passerelles, qui passent au-dessus des bastingages, comme sur le *Davout*. Les embarcations sont installées entre elles au milieu du pont. Il y a deux cheminées placées dans l'axe longitudinal; deux mâts goëlettes, avec hunes militaires; une tour de commandement blindée, à l'avant du mât de misaine, sur la tengue ; le blindage est en acier forgé, de 5 centimètres d'épaisseur; le petit diamètre intérieur est placé dans le sens de la longueur et égal à 1^{m}45 ; le grand diamètre transversal est de 2^{m}29.

La coque est en acier, à double fond, à construction cellulaire, avec cofferdams remplis de woodite, et à pont protecteur. Ce pont se compose d'une partie centrale et de deux plans inclinés de chaque bord, contrairement aux autres croiseurs protégés des Etats-Unis, qui n'ont qu'une seule inclinaison. Ce pont est formé de deux plans de tôles superposés, se faisant mutuellement couvre-joints. Le plan inférieur a une épaisseur uniforme de 12^{m}/^{m}5 ; il est rivé sur les barrots, par des rivets à tête fraisée, et relié au bordé inférieur par deux cornières, l'une en dessus, l'autre en dessous ; il occupe toute la longueur et toute la largeur du navire. Le plan supérieur a des épaisseurs variables. Sur la partie horizontale, cette épaisseur est, comme pour le plan inférieur, de 12^{m}/^{m}5. Sur le plan incliné adjacent à la partie centrale, l'épaisseur des plaques est de 38^{m}/^{m}, et sur la partie en abord, elle est de 50^{m}/^{m}. On peut donc dire que l'épaisseur du pont cuirassé varie de 25^{m}/^{m} à 62^{m}/^{m}5, suivant l'emplacement.

Il n'y a pas de quille en fer massif, elle est remplacée par un double galbord en tôles d'acier, dont les épaisseurs sont 12^{m}/^{m} 5 pour le plan extérieur, et 9^{m}/^{m} 5 pour le plan intérieur. Les bords du plan intérieur sont rivés au plan extérieur par un seul rang de rivets ; et ce dernier est rivé à la première virure du bordé extérieur par deux rangs de rivets. Le bordé extérieur est à clins jusqu'au pont blindé, et, sauf l'exception de l'assemblage de la virure inférieure avec la quille galbord, il n'y a qu'un rang de rivets. Au-dessus du pont blindé, les tôles sont à franc-bord, avec couvre-joints à un seul rang de rivets.

Les abouts des tôles-quilles sont réunies les unes aux autres par des couvre-joints à trois rangs de rivets, aussi bien ceux de la tôle extérieure que ceux du plan intérieur. Ces couvre-joints viennent buter contre la lame horizontale des cornières longitudinales inférieures de la carlingue centrale.

Cette carlingue centrale de 91 centimètres de hauteur dans la partie milieu du navire est reliée aux tôles-quilles par deux cornières, et au bordé intérieur qui limite le double fond par deux autres cornières.

Outre la carlingue centrale, il y a de chaque bord trois carlingues latérales. dont la plus haute est à la hauteur du can supérieur du double fond.

Deux quilles latérales séparées de 60 centimètres règnent sur une longueur de 50 centimètres ; leur intervalle est rempli par du white-pine.

Une cloison étanche longitudinale divise en deux parties la cale entre le double fond et le pont cuirassé. Dans la chambre de chauffe, la partie inférieure de cette cloison est disposée de manière à former un passage de 60 centimètres de largeur.

Quelques cloisons latérales longitudinales et un grand nombre de cloisons transversales complètent le système de cloisonnement.

Nous ne pousserons pas plus loin les détails de construction, qui ne présenteraient pas suffisamment d'intérêt, sans les plans annexés au marché, plans que nous ne possédons pas. Mais ce que nous venons d'exposer suffit, pour montrer que le mode de construction ne diffère pas sensiblement de celui qui est suivi sur les divers croiseurs récents, notamment sur le *Cécille*.

L'armement se compose de : 1 canon de 15 centimètres à tir rapide, sur la tengue pour le tir en chasse ; de 10 canons de 10 centimètres à tir rapide, dont deux sur la dunette, en demi-tourelles, et les huit autres sur le spardeck en encorbellement ; de deux canons à tir rapide Hotchkiss, de 6 livres ; deux idem de 3 livres ; un idem de 1 livre ; 2 canons-revolvers de 37 m m.

Il y aura 6 tubes lance-torpilles au-dessus de la flottaison ; un à l'étrade, un à l'étambot, et les quatre autres sur affûts. Les torpilles seront du système Howell.

Les munitions seront réparties dans trois soutes, l'une à l'avant, deux à l'arrière.

L'installation de la lumière électrique comportera trois projecteurs. L'appareil moteur sera divisé en deux groupes, séparés par la cloison longitudinale centrale. Les deux machines seront à pilon, à triple expansion et à quatre cylindres. Les diamètres seront respectivement de 0m,91, 1m,35, 1m,45, 1m,45, avec une course de piston de 0m,84. La puissance totale, y compris celle employée pour les pompes à air et de circulation, sera de 10.000 chevaux, correspondant à 164 révolutions.

Les cylindres sont en fonte de fer de la meilleure qualité ceux à haute pression seuls sont pourvus d'une chemise rapportée. Ils viennent de fonte avec leurs boîtes à tiroirs, leurs orifices, leurs fonds, et leurs diverses pièces d'attache.

Les fonds du cylindre à haute pression seront à double paroi, et le corps aura une épaisseur de 3 centimètres.

Les cylindres à moyenne et à basse pression qui n'ont pas de chemise rapportée seront en fonte à grains serrés, très dure, de même que la chemise du cylindre à haute pression.

Les couvercles seront en fonte de même qualité que le corps du cylindre de haute pression ; ils seront à double paroi, avec un trou d'homme de 38 centimètres. Tous les tiroirs seront à piston, celui du cylindre à haute pression en aura un, les autres tiroirs auront deux pistons. Chaque tiroir sera muni d'une chemise en fonte à grains serrés, très dure, de 25 millimètres d'épaisseur et de 50 centimètres de diamètre intérieur. Les chemises des tiroirs des cylindres à haute pression et des cylindres intermédiaires sont interchangeables ; les chemises des quatre tiroirs à basse pression sont interchangeables.

Les pistons seront en acier coulé ou en bronze approuvé ; ils seront munis chacun de deux bagues, percées par des ressorts d'un modèle approuvé.

Les condenseurs seront cylindriques, de 1m73 de diamètre intérieur ; ils auront chacun 3.515 tubes en laiton, étirés sans soudure, ayant une surface réfrigérante de

650 mètres carrés, soit, pour les deux machines, 1.300 mètres carrés. Les tubes ont 26 millim. de diamètre extérieur, 3 m. 50 de longueur, et sont à 24 millim. de distance, d'axe en axe.

Les pompes à air sont verticales, à simple effet, au nombre de deux par machine, et actionnées par une machine Compound à pilon, — chaque cylindre à vapeur étant placé directement au dessus du cylindre de la pompe qu'il actionne.

Chaque condenseur a sa pompe de circulation, et peut fournir 680 litres d'eau par seconde. Cette pompe, du système centrifuge, aura sa machine particulière

Les propulseurs seront en bronze manganésifère, ou en métal approuvé. Celui de tribord aura le pas à droite, celui de babord à gauche. Le marché portait qu'ils seraient à 3 ailes et d'un diamètre égal à 4m42. Ces conditions seront probablement modifiées.

Chaudières. — Il y aura quatre corps de chaudières à double façade ; plus deux chaudières simples, pour servir de chaudières auxiliaires, donnant en tout une surface de grille de 34m45 et une surface de chauffe de 1.800 mètres carrés. — Chaque chaudière principale aura 6 foyers et 6 chambres de combustion, ou boîtes à feu : ces quatre chaudières ont la même longueur, 6m20 ; mais non le même diamètre ; deux d'entre elles ont 4 mètres de diamètre extérieur, et les deux autres 4m40 ; tous les foyers sont à tôles ondulées ; ceux des chaudières de 4 mètres ont 1m016 de diamètre, les autres 1m118 ; ils sont tous faits d'une seule tôle.

Les chaudières auxiliaires ont 2m75 de longueur, 2m40 de diamètre, et deux foyers de 0m838.

Les enveloppes cylindriques des chaudières principales sont faites avec trois viroles de trois tôles chacune ; et celles des chaudières auxiliaires en une seule virole de deux tôles. Ces diverses enveloppes ont les épaisseurs suivantes : pour le diamètre de 4m40, 31m/m7 ; pour celles de 4 mètres, 28m/m6, et pour les auxiliaires, 23m/m6. Elles sont faites en acier sur soles.

Les tubes sont en acier soudé ; il y aura 234 tubes tirants et 708 tubes ordinaires dans chaque chaudière de 4m40, et 192 tubes tirants ; 576 tubes ordinaires dans celles de 4 mètres. Tous ces tubes ont 1m22 entre plaques et 57 millim. de diamètre extérieur.

Chaque chambre de chauffe avant et arrière a sa pompe d'alimentation, et chaque chambre de machine a une pompe alimentaire auxiliaire, pouvant communiquer avec une pompe alimentaire principale. Chacune de celles-ci peut alimenter les quatre chaudières fonctionnant à toute puissance sous la pression de 11 k. 3.

Le tirage forcé pour chaque chambre de chauffe consistera en un ventilateur qui insufflera le vent dans un tuyau principal sous le parquet des chambres de chauffe, d'où un branchement le conduira dans le cendrier de chaque foyer. Des dispositions particulières tiendront les cendriers fermés pendant le tirage forcé, et empêcheront toute fuite d'air hors des foyers.

On estime que le rayon d'action avec 500 tonneaux de charbon sera de 8.652 milles, et à la vitesse maximum, de 1.240 milles.

Croiseurs nos 9, 10 et 11.

Ces trois croiseurs, qui devaient être faits par l'industrie privée, ont été autorisés par le Congrès dans les termes que voici : le déplacement ne devra pas dépasser

2.000 tonnes, et le prix de chacun d'eux n'excèdera pas 3.500.000 francs, non compris l'artillerie et les primes éventuelles dues à des excédents sur la vitesse exigée.

Ces primes et cette vitesse seront déterminées par le secrétaire d'Etat. Les trois croiseurs seront en acier; leur construction devra être faite en deux ans. Ils sont appelés partiellement protégés, bien qu'ils aient un pont protecteur allant d'un bout à l'autre du navire. Cette qualification « partielle », doit se rapporter à l'absence d'un double fond dans la carène.

Les industriels appelés à concourir pouvaient offrir des prix de quatre manières différentes; suivant qu'ils acceptaient les plans et devis de l'Administration, ou qu'ils y substituaient leurs propres plans, pour la coque et pour l'appareil moteur, ou pour l'un des deux seulement.

La vitesse fut fixée à 18 nœuds et la prime à 250.000 francs par quart de nœud. Les soumissions devaient être remises le 1er avril 1889.

Aucune ne fut acceptée, l'Administration abaissa la vitesse à 17 nœuds et provoqua de nouvelles offres qui ont cette fois-ci abouti à un résultat. Il y a eu cinq concurrents qui ont tous accepté les plans de l'Administration, de sorte que les offres étaient comparables et qu'il n'y avait qu'à choisir la plus favorable.

La Compagnie Columbia Iron Works, de Baltimore, a eu deux navires au prix de 6.125.000 francs. Si elle n'en avait eu qu'un, son offre était un peu plus élevée: 3.120.000 francs. Elle n'en voulait que deux au plus.

Pour le troisième, M. Harrisson Loring, de Boston, et la Compagnie Palmer, de Chester, ont demandé le même prix. Par un accord survenu entre eux, et accepté par l'Administration, M. Loring construit la coque, et M. Palmer l'appareil moteur. Le prix de l'ensemble est de 3.370.000 francs.

Les deux autres concurrents écartés étaient la Compagnie l'Union Iron Works, de San-Francisco, et la Compagnie Bath, Iron Works, de Bath.

Les dimensions principales de ces croiseurs seront :

Longueur à la flottaison	78m.33
Largeur extrême.....	11m.28
Tirant d'eau moyen	4m.42
Déplacement..	2.000 ton.
Vitesse exigée.....	17 nœuds.

Ils seront matés en goëlette.

L'armement se composera de deux canons de 15 centimètres, l'un en chasse, l'autre en retraite, dans l'axe du navire; de huit canons de 10 centimètres à tir rapide, dont quatre en encorbellement; plus d'une artillerie légère, consistant en deux canons à tir rapide de 6 livres, deux autres de 3 livres, deux canons revolvers de 37 millimètres et deux mitrailleuses Gatling. Il y aura quatre tubes de lancement, dont deux sur affût.

On voit par cet exposé que les dix canons de l'artillerie principale sont à peu près disposés comme ceux du croiseur français *le Duguay-Trouin* ou du croiseur italien *le Piemonte*.

L'appareil moteur se composera de deux machines à pilon, à triple expansion, actionnant deux hélices.

Le pont protecteur qui va, comme nous l'avons dit, de bout en bout, a de

faibles épaisseurs. Au-dessus des machines et des chaudières, l'épaisseur est de 8 millimètres dans la partie horizontale et de 12 millimètres dans les parties inclinées. A l'avant et à l'arrière de cette région, l'épaisseur moyenne est de 9 millimètres. Un cofferdam de 38 centimètres de vide sera rempli de woodite ou d'autre matière encombrante analogue ; il occupera une hauteur de 1m22 au-dessus de la flottaison. Un blockhauss situé sur la tengue est protégé par les plaques de 5 centimètres en acier.

Une passerelle de 1m20 de largeur court transversalement du sommet de la chambre du pilote jusqu'aux extrémités des encorbellements des canons de l'avant. La tengue et la dunette sont reliées par une passerelle qui est en deux parties à l'avant, longeant les cheminées et les écoutilles de la chambre de chauffe ; elles se rejoignent derrière cette écoutille et constituent une seule passerelle jusqu'à la dunette.

Telle est, sommairement, la marine militaire des États-Unis en croiseurs rapides. Nous aurons à exposer ultérieurement les deux cuirassés *Texas* et *Maine*.

DISCUSSION

M. LE PRÉSIDENT remercie les auteurs des intéressantes communications qu vient de lire et invite les membres de l'assemblée à présenter leurs observatio

Au sujet du travail de M. Hauser, M. Piaud, secrétaire général, fait remarq que les calculs qui ont été produits sont basés sur de simples hypothèses rel vement à la résistance de l'aluminium et de ses alliages. On manque en effet pres totalement de données exactes sur ce métal. M. Piaud ajoute qu'il est en relatio ainsi que M. Vivet, avec un fabricant d'aluminium qui est disposé à fournir barrettes d'aluminium pur et de divers alliages ; il espère donc pouvoir apporter prochaine réunion des résultats d'expériences qui permettront de s'assurer si idées de M. Hauser sont pratiquement réalisables.

M. NORMAND rappelle que dans un travail publié il y a peu d'années, il a établi une relation entre la variation des différents poids d'un navire et la variat correspondante du déplacement, pour des navires d'un même type, et sous certai conditions restrictives.

Parmi les poids dont l'ensemble constitue le déplacement D, les uns sont effet proportionnels à D ; d'autres à D 2/3 ; d'autres enfin sont indépendants de On peut donc établir une équation du 3e degré en D renfermant un certain nom d'éléments variables. En différentiant cette équation par rapport à D et à l'une qu conque de ces variables, et en supposant les autres constantes, on obtient en fo tion de ces quantités le rapport de la variation du déplacement à la variation l'élément choisi ; et en appliquant cette équation à un navire connu, on peut dét miner la valeur de ces rapports.

M. Normand a ainsi trouvé que pour les torpilleurs, si l'on faisait varier le po de coque d'une certaine quantité, le produit de cette variation par 4.1 donnai variation correspondante du déplacement, dans les mêmes conditions de vites de rayon d'action, etc.....

M. Normand a eu l'idée de faire une application de cette relation au *Dave* et au *Dupuy-de-Lôme*. Il a trouvé que le coefficient 4.5 conviendrait aux navires ce type. Il retrouve en effet à peu près les résultats obtenus par M. Hauser d son étude détaillée.

Ainsi, M. Hauser trouve qu'une augmentation du poids de coque égale 191 tonneaux conduit à un déplacement de 4.020 tonneaux ; or, 191 × 4.5 = 8 augmentation du déplacement qui donne comme résultat 3.887 tonneaux.

La note de M. Lisbonne sur les cuirassés de croisière donne lieu à un échange d'idées très animé et à une discussion à laquelle un grand nombre de membres prennent part; cette conversation, qui touche à des questions budgétaires et s'éloigne du but poursuivi par l'Association, conduit M. Weyl à remarquer que les choses de la marine intéressent tous les jours davantage le public, et qu'il serait utile qu'une Société, composée de personnes compétentes, pût diriger l'opinion, souvent égarée par des articles de journaux mal faits ou pleins de parti-pris.

M. de Bussy partage cette manière de voir : « Je regarde comme une véritable lacune, dit-il, qu'il n'y ait pas en France une Société, bien difficile, il est vrai, à conduire à maturité, capable de représenter l'opinion publique, de façon à pouvoir émettre des avis. Je crois que, à côté des conseils officiels, certaines opinions officieuses provenant d'hommes compétents, habitués à voir les choses sous toutes leurs faces, seraient utiles au bien public, et je pense qu'une institution semblable serait un grand bien. Ce que j'admire dans l'institution des *Naval architects*, c'est la liberté avec laquelle les plus jeunes capitaines ou ingénieurs viennent y discuter les idées des premiers lords de l'Amirauté. Voyez ce qui s'est passé en Angleterre il y a quelques années, quand nous avons mis en chantier le *Dupuy-de-Lôme* : l'Amirauté était opposée aux bâtiments à cuirasse complète ; j'ai su quelles étaient les objections soulevées par les idées qui m'avaient conduit à créer ce type de croiseur. Or, il s'est manifesté dans le public un courant d'opinion qui a forcé l'Amirauté à modifier ses errements, et maintenant elle met en chantier des navires entièrement cuirassés. Je crois donc que l'expression d'une opinion libre, indépendante, provenant d'hommes expérimentés, serait d'un grand avantage, et c'est le résultat auquel notre Association peut prétendre dans l'avenir. »

M. Weyl fait remarquer, en outre, qu'il n'y a pas en France de publication relative à la marine, et qu'il est curieux de remarquer que, le plus souvent, les nouveautés de nos chantiers nous sont connues par les journaux anglais. Il n'en est pas de même pour l'artillerie, le service des poudres et salpêtres, etc., dont les publications peuvent être trouvées dans le public. Le *Mémorial du Génie maritime*, au contraire, est confidentiel et réservé aux seuls officiers. Ne pourrait-on en faire une édition commerciale, dont on supprimerait tout ce qui peut avoir un caractère confidentiel ?

M. Piaud espère que le *Bulletin de l'Association technique* pourra remplir le même but, puisque les ingénieurs de la marine arrivent nombreux dans les rangs de l'Association, et que le ministère les autorise à y communiquer leurs travaux.

Plusieurs admissions de membres nouveaux, proposées par le bureau, sont prononcées.

Il est décidé ensuite que la prochaine réunion générale aura lieu au mois de février 1891, et les membres de l'Association sont invités à adresser leurs mémoires au secrétaire avant le 31 décembre de l'année courante.

Le secrétaire général,
L. Piaud.

Paris. — Imp. de G. Balitout et Cᵉ, 7, rue Baillif.

BULLETIN

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME.

PARIS. — IMPRIMERIE DE GAUTHIER-VILLARS ET FILS,
Quai des Grands-Augustins, 55.

BULLETIN

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME.

N° 2.

SESSION DE NOVEMBRE 1891.

PARIS,

GAUTHIER-VILLARS ET FILS, IMPRIMEURS-LIBRAIRES

DU BUREAU DES LONGITUDES, DE L'ÉCOLE POLYTECHNIQUE,

Quai des Grands-Augustins, 55.

1892

BULLETIN

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME.

STATUTS

APPROUVÉS PAR L'ASSEMBLÉE GÉNÉRALE DU 1er DÉCEMBRE 1888.

But de l'institution.

ART. 1. — Il est créé à Paris une *Association technique maritime* ayant pour but de perfectionner la construction et l'armement des navires :

1° En rassemblant en commun les résultats de l'expérience acquise isolément par les constructeurs, mécaniciens, officiers de marine, armateurs, yachtsmen et autres, et qui, sans valeur lorsqu'ils restent isolés, peuvent aider au progrès des constructions lorsqu'ils se trouveront condensés dans une publication spéciale.

2° En faisant connaître les résultats des travaux accomplis à l'étranger et en constituant des archives renfermant tous les renseignements utiles aux industries maritimes.

3° En mettant à la disposition de l'initiative individuelle la force collective de l'institution pour étudier les inventions nouvelles, discuter les théories et problèmes techniques, et poursuivre les recherches expérimentales et autres qui peuvent être de nature à faire progresser la science des constructions navales et les méthodes d'exploitation maritime.

Organisation.

ART. 2. — L'Association technique maritime se composera de *membres adhérents* et de *membres honoraires*.

Les membres adhérents seront convoqués en assemblée générale chaque année, dans le courant du mois de décembre, afin d'élire les membres du Bureau et le trésorier pour l'année suivante. Les membres du Bureau ainsi que le trésorier sont rééligibles.

§ 1. Tout candidat devra être âgé de 21 ans, au moins, et être présenté par deux membres au moins.

Les officiers des différents corps de la marine militaire seront admis sans avoir besoin de présentation.

§ 2. Le titre de *membre honoraire* pourra être donné aux personnes auxquelles l'Association désirera conférer une distinction honorifique.

§ 3. Auront droit au titre de *membre fondateur* les membres du Comité d'organisation et les premiers adhérents.

§ 4. L'admission provisoire des membres nouveaux sera prononcée par le Bureau.

L'admission sera rendue définitive par le vote de l'assemblée générale.

Administration.

Art. 3. — L'Association sera administrée par son Bureau, composé d'un président, de quatre vice-présidents, d'un secrétaire général, d'un secrétaire, d'un secrétaire-adjoint et d'un trésorier.

Le Bureau s'adjoindra dix membres adhérents pour former un *Comité d'études* qui examinera les communications adressées à l'Association, décidera s'il y a lieu de les publier dans le *Bulletin* ou de les lire à l'assemblée générale, prendra toutes les mesures propres à favoriser le développement de l'Association, la création d'archives aussi complètes que possible, etc.

§ 1. Ce Comité d'études se réunira sous la présidence du président ou de l'un des vice-présidents, chaque fois que le Bureau le jugera nécessaire.

§ 2. Les fonctions du secrétaire général consisteront à diriger la correspondance de l'Association, à tenir les procès-verbaux de toutes les séances, à s'occuper de la publication des Mémoires, à prendre soin de la bibliothèque et des collections de la Société, à diriger la préparation des comptes.

§ 3. Le secrétaire général sera assisté du secrétaire et du secrétaire-adjoint. Ce dernier sera chargé spécialement de la bibliothèque et de l'impression du *Bulletin de l'Association.*

Assemblée générale.

Art. 4. — Une assemblée générale de l'Association aura lieu chaque année à Paris, au siège provisoire de la Société, rue Daunou, 18.

§ 1. L'ordre du jour de l'assemblée générale sera fixé ainsi qu'il suit :

1° Lecture des rapports du Comité d'études et du trésorier;

2° Élection du Bureau pour l'année suivante;

3° Lecture et discussion des Mémoires approuvés par le Comité d'études;

4° Modification des statuts s'il y a lieu.

Le nouveau Bureau entrera en fonctions à partir de la clôture de l'assemblée générale.

Cotisations.

Art. 5. — § 1. Les membres adhérents payeront une cotisation annuelle de 30fr : ils recevront en échange le *Bulletin de l'Association.*

La cotisation annuelle pourra être remplacée par un payement unique de 400fr, qui donnera droit au titre de souscripteur perpétuel.

§ 2. A défaut de payement pendant deux années consécutives, le Bureau pourra proposer la radiation.

Le Bureau pourra accorder des dispenses de cotisation aux membres et associés qui se trouveront dans des conditions spéciales, ou accepter en payement des livres ou autres objets utiles à l'Association.

Les membres honoraires ne payeront pas de cotisation.

§ 3. Les cotisations sont dues à compter du 1er janvier de chaque année, quelle que soit l'époque de l'admission. La première année se comptera à partir du 1er janvier 1889.

Emploi des fonds.

Art. 6. — Les ressources provenant des cotisations et des dons faits à l'Association seront employées au payement des frais de toute sorte supportés par l'administration, à la publication du *Bulletin*, à la constitution d'une bibliothèque technique, etc.

Les sommes restant en caisse à la fin de chaque année seront placées par les soins du Bureau et réservées pour faire face aux dépenses exceptionnelles que l'Association peut avoir à supporter.

Dispositions légales.

Art. 7. — Nul ne peut être élu membre du Bureau s'il n'est Français et s'il ne jouit pas de ses droits civils et politiques.

Art. 8. — Le président de la Société fera connaître en temps utile à l'autorité les changements qui viendront à se produire dans la composition du Bureau.

Il adressera chaque année à M. le Préfet de police un compte rendu sur la situation morale et financière de la Société.

Art. 9. — Les discussions politiques et religieuses sont formellement interdites dans les réunions.

Art. 10. — Les modifications statutaires qui seraient adoptées ne pourront être mises en vigueur sans l'approbation préalable de l'autorité.

Art. 11. — La dissolution de l'Association ne pourra être prononcée que par une assemblée générale et à la majorité des deux tiers des membres présents.

Art. 12. — En cas de dissolution, les fonds restant en caisse, après toutes dépenses soldées, seront versés à une Société scientifique ou à une Société de bienfaisance, selon la décision prise à ce sujet par l'assemblée générale.

Nota. — Les correspondances, mémoires, brochures, livres, journaux, etc., doivent être adressés à M. le secrétaire général de l'Association technique maritime, 8, place de la Bourse, à Paris.

Les cotisations non encore payées peuvent être adressées à **M. Borja de Morota**, trésorier, Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris.

MEMBRES DU BUREAU POUR 1891-92.

Président :	M. de Bussy, Membre de l'Institut, Inspecteur général du Génie maritime en retraite.
Présidents d'honneur :	M. le Vice-Amiral Paris, Membre de l'Institut. M. le Vice-Amiral Thomasset.
Vice-présidents :	M. J.-A. Normand, Constructeur de navires au Havre. M. Ch. Moutier, Directeur général de la Compagnie d'assurances maritimes *la Foncière*. M. E. Pérignon, Ingénieur. N....
Secrétaire général :	M. L. Piaud, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.
Secrétaire :	M. L. Vivet, Ingénieur au Bureau Veritas.
Secrétaire-adjoint :	M. L. Muller, Capitaine au long cours.
Trésorier :	M. Borja de Mozota, Chef du Service administratif au Bureau Veritas.

COMITÉ D'ÉTUDES.

MM. les Membres du Bureau
et MM. Aurous, Ingénieur de la Marine.
Carié, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
Daymard, Ingénieur en chef de la Compagnie générale transatlantique.
Duprat, Directeur de la Compagnie des Chargeurs réunis.
Geay, Ingénieur aux Chantiers de la Loire.
Leclert, Ingénieur de la Marine en retraite.
Madamet, Ingénieur de la Marine, Directeur de l'École d'application du Génie maritime.
Menier (G.), Ingénieur civil.
Noel, Ingénieur de la Marine en retraite.
Rueff, Directeur des Messageries fluviales de Cochinchine.

LISTE GÉNÉRALE DES MEMBRES.

MM.

Ader, Agent maritime, à Libourne.
Allest (d'), Directeur des Ateliers Fraissinet, à Marseille.
Ambly (Peschard d'), Inspecteur général du Génie maritime.
Anastasiou, Ingénieur de la Marine hellénique, à Athènes.
Anemaet, Président du Conseil d'administration du Bureau Veritas.
Apeness, Armateur, à Calais.
Aurous, Directeur des Constructions navales en retraite.
Aurous, Ingénieur de la Marine.
Bacot, Ingénieur des Constructions navales en retraite.
Barbé, Armateur.
Barthelet, Directeur du *Sémaphore*, à Marseille.
Beaumanoir (J. de), Assureur maritime.
Belamy, Inspecteur du Bureau Veritas, à Nantes.
Bernard, Directeur de la *Banque maritime*.
Berthou, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, à Saint-Denis.
Bertin, Directeur des Constructions navales.
Bichon, Ingénieur.
Bidermann, Ingénieur.
Bienaymé, Directeur des Constructions navales.
Boissevain, Inspecteur du Bureau Veritas, à Marseille.
Bondy (vicomte L. de), Président de la Société des Chantiers et Ateliers de la Gironde.
Borelli, Président de la Société pour la Défense du commerce de Marseille.
Borja de Mozota, Chef du Service administratif du Bureau Veritas.
Boucher, Ingénieur-Mécanicien.
Boulet, Ingénieur-Constructeur.
Bouron, Ingénieur civil.
Brotherhood, Ingénieur-Constructeur.
Bussy (de), Membre de l'Institut, Inspecteur général du Génie maritime en retraite, Ingénieur conseil aux Chantiers de la Loire.
Cabrol (de), Administrateur délégué des Chantiers de la Loire.
Cadiat, Ingénieur de la Marine en retraite, à Toulon.
Canet, Directeur du service de l'artillerie aux Forges et Chantiers de la Méditerranée.
Carié, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
Catala, Directeur des Ateliers de la Compagnie de Touage de la Haute-Seine.
Ceuvel, Ingénieur-Constructeur de navires, à Amsterdam.
Chapman, Ingénieur civil, à Londres.
Chaudoye, Directeur général des Chantiers de la Loire, à Paris.
Chevreux, Ingénieur civil des Constructions navales.
Clauzel, Ingénieur de la Marine.

MM.

CLEEF (J.-E. VAN), Ingénieur des Constructions navales, à Batavia.
CLERMONT (DE), Administrateur de la Compagnie des Chargeurs réunis.
CONGY, Agent d'assurances maritimes.
COP, Ingénieur de la Marine des Pays-Bas.
CORDIER, Capitaine de frégate.
CORNUT, Ingénieur en chef de l'Association des Propriétaires de chaudières à vapeur du Nord.
CRONEAU, Ingénieur de la Marine, Professeur à l'École du Génie maritime.
DABLAUD.
DAYMARD, Ingénieur en Chef de la Compagnie générale transatlantique.
DEGOIX, Assureur maritime.
DEINSE (VAN), Inspecteur de l'Association néerlandaise d'assurances maritimes.
DELAUNAY-BELLEVILLE, Directeur des Établissements Belleville.
DELÉARDE, Inspecteur de la Compagnie d'assurances maritimes *la Foncière,* à Lille.
DELZONS, Représentant à Paris de la *Maatschappij de Maas,* de Rotterdam.
DEUTSCH.
DEWULF, Capitaine au long cours, Inspecteur du Lloyd, à Dunkerque.
DEZEUSTRE, Assureur maritime.
DREYFUS, Ingénieur à la Compagnie générale transatlantique, à Saint-Nazaire.
DUCHESNE, Ingénieur au Bureau Veritas.
DUDEBOUT, Ingénieur de la Marine, Sous-Directeur de l'École du Génie maritime.
DUMINY, Ingénieur en Chef de la Compagnie des Chargeurs réunis.
DUPRAT, Directeur de la Compagnie des Chargeurs réunis.
DUPRÉ (M.), Capitaine de frégate.
DUVAL, Industriel.
ELGAR (Francis), Directeur de la Fairfield Shipbuilding C°, à Glasgow.
ELLIS, Inspecteur du Bureau Veritas, à Liverpool.
EVERS, Ingénieur civil, au Havre.
FARJAS, Directeur de la *Revue universelle des Inventions nouvelles.*
FERRAND, Ingénieur de la Marine.
FLEURET, Ingénieur civil.
FLICHE, Ingénieur de la Marine en retraite, attaché aux usines du Creusot.
FOULD (Henri), Membre de la Chambre de Commerce de Paris.
FRANÇOIS, Ingénieur civil.
GAILLARDET, Constructeur.
GARNIER, Ingénieur de la Marine, Sous-Directeur de l'Établissement d'Indret.
GAUTHIER, Sous-Directeur des Ateliers des Messageries maritimes, à la Ciotat.
GEAY, Ingénieur aux Chantiers de la Loire.
GEFFRIN, Inspecteur du Bureau Veritas, à Dunkerque.
GONFREVILLE, Assureur maritime, à Bordeaux.
GOODKOOP, Ingénieur-Constructeur de navires, à Amsterdam.
GOYETCHE, Assureur maritime, à Bordeaux.
GROLOUS, Ingénieur à la Compagnie générale transatlantique.
GUICHARD, Directeur des Chantiers de la Loire, à Saint-Nazaire.
GUILLET DE LA BROSSE, Ingénieur aux Chantiers de la Loire.
GUNZBOURG (baron de).

MM.

HAQUET, Rédacteur en Chef du *Journal des Transports*.
HARADA, Ingénieur à l'Arsenal de Ono-Hama, à Kobé (Japon).
HAUSER, Ingénieur de la Marine.
HEER (H. DE), Ingénieur des Constructions navales, à Sœrabaya.
HUBAC, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, à Saint-Denis.
HUYGHENS, Constructeur de navires, à Amsterdam.
JANSEN, Lieutenant de vaisseau, Hollande.
JULLIEN (Marius).
KIRKALDY, Ingénieur mécanicien. à Londres.
KLOTZ, Mécanicien.
LAMAURE, Agent de la Compagnie d'Assurances maritimes *la Foncière*.
LARUE, Directeur de la Compagnie générale de la Navigation, à Lyon.
LECLERT, Ingénieur des Constructions navales en retraite.
LECOINTE, Ingénieur de la Marine de l'État, Belgique.
LEDOUX, Ingénieur en Chef au corps des Mines, à Paris.
LEROY, Ingénieur de la Compagnie Havre-Paris-Lyon.
LEROY (J.), Agent de la Compagnie d'Assurances maritimes *la Foncière*, à Calais.
LESAUVAGE, Directeur des Chantiers Satre, à Arles.
LEVERT, Courtier-Juré d'Assurances.
LOUTREL, Inspecteur général de la Compagnie d'assurances maritimes *la Foncière*, à Amiens.
LUCARDIE, Directeur de la *Maatschappij de Maas*, Hollande.
MADAMET, Ingénieur de la Marine, Directeur de l'École du Génie maritime.
MALLET, Sous-Directeur de la Compagnie d'assurances maritimes *la Foncière*.
MARBEC, Ingénieur de la Marine.
MARIN-DUBUARD (baron), Assureur maritime.
MAUPEOU D'ABLEIGES (DE), Directeur des Constructions navales.
MAW, Ingénieur, Londres.
MEERTEN (H. VAN), Ingénieur en Chef des Constructions navales à l'Arsenal de Sœrabaya.
MENIER (Gaston), Ingénieur civil.
MENIER (Henri), Ingénieur civil.
MILLAR, Constructeur de navires (maison Armstrong, Mitchell et C°, à Newcastle).
MIRABAUD, Administrateur de la Compagnie des Chargeurs réunis.
MOREL, Directeur du Matériel de la Compagnie des Bateaux à vapeur du Nord.
MOUTIER, Directeur général de la Compagnie d'assurances maritimes *la Foncière*.
MULLER, Capitaine au long cours.
NOEL (Charles), Ingénieur des Constructions navales en retraite.
NOEL (Octave), Administrateur des Messageries maritimes.
NORMAND (A.), Ingénieur-Constructeur au Havre.
PAINVIN, Ingénieur aux Chantiers de la Loire.
PANIZZI PRESTON, Ingénieur civil, à Londres.
PARIS (Vice-Amiral), Membre de l'Institut, Conservateur au Musée du Louvre.
PENNINCK, Ingénieur des Constructions navales, à Sœrabaya.
PÉRIGNON, Ingénieur des Arts et Manufactures.
PERRÉGAUX, Ingénieur, Directeur des Ateliers Voruz, à Nantes.
PIAUD, Ingénieur en chef au Bureau Veritas.

MM.

PIHLGREN, Directeur des Constructions navales, Stockholm.
PONCHEZ, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, à Saint-Denis.
POUDAVIGNE, Agent de la Compagnie des Chargeurs réunis, au Havre.
PRINS.
RACHOU, Capitaine au long cours.
RISBEC, Ingénieur de la Marine, Directeur des Ateliers des Messageries maritimes à la Ciotat.
ROCHE, Ingénieur de la Marine, à Toulon.
ROSSEL, Agent principal de la Société des Chantiers et Ateliers de la Gironde.
ROTHSCHILD (baron Arthur DE).
ROVERS, Inspecteur du Bureau Veritas, à Amsterdam.
RUEFF, Directeur des Messageries fluviales de Cochinchine (S. P.).
SATRE (Henri), Constructeur de navires, à Lyon.
SCHNEIDER (Henri), Directeur des Établissements du Creusot.
SIEBERS, Ingénieur des Constructions navales, Sœrabaya.
SIMON (Prosper), Lieutenant de vaisseau.
STAPFER DE DUCLOS, Ingénieur-Constructeur (S. P.).
THIÉBAUD, Administrateur du Comptoir national d'Escompte.
THOMASSET (Vice-Amiral).
TOUTAIN, Ingénieur de la Compagnie Commerciale, au Havre.
TURBOT, Fabricant de chaînes, à Anzin.
TWEDDELL, Ingénieur civil, Londres.
VANDERMADE, Directeur de la Fabrique Royale de Machines à vapeur, à Amsterdam.
VARENNES, Capitaine commissionné de Bateaux à vapeur.
VASCONCELLOS (J. DE), Ingénieur des Constructions navales, à Lisbonne.
VERMAND, Ingénieur de la Marine, à Brest.
VIVET, Ingénieur civil des Constructions navales, au Bureau Veritas.
WEYL.
WHITE (W.-H.), Inspecteur et Directeur des Constructions navales, à Londres.
WOODWARD, Ingénieur des Constructions navales, Navy Department, à Washington.

DEUXIÈME SESSION

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME

26 ET 27 NOVEMBRE 1891.

La deuxième Assemblée générale des Membres de l'Association technique maritime a eu lieu à Paris, 18 rue Daunou, les 26 et 27 novembre 1891, à 2^{h} de l'après-midi, sous la présidence de M. de Bussy, Membre de l'Institut, Inspecteur général du Génie maritime en retraite.

Après avoir rappelé la perte faite par l'Association en la personne d'un de ses Vice-Présidents, M. Lisbonne, Directeur des Constructions navales en retraite, qui en avait été l'un des plus actifs promoteurs, M. le Président soumet à la ratification de l'Assemblée l'admission des Membres nouveaux déjà prononcée provisoirement par le Bureau.

Les Membres sortants du Bureau sont ensuite réélus pour 1892.

Enfin il est procédé à la lecture et à la discussion des Mémoires.

DE LA PUISSANCE DES CHAUDIÈRES

ET

DES CAUSES QUI LA LIMITENT,

PAR M. DE MAUPEOU D'ABLEIGES,
Ingénieur de la Marine.

SOMMAIRE :

I. — *Du foyer ou partie extérieure.* — Tirage. Relation. Divers systèmes. — Combustion. — Refroidissement des gaz.
II. — *Des parois métalliques.* — Construction. — Action de la pression. Action de la chaleur { Effets locaux. / Effets généraux. } — Résumé.
III. — *Du volume intérieur.* — Vaporisation. Circulation. Eau d'alimentation.
IV. — *Des causes qui limitent la puissance.*

La chaudière ou générateur de vapeur peut être définie :

Un appareil de transformation d'énergie dans lequel on dépense du combustible pour obtenir de la vapeur sous pression.

Comme la marmite de Papin, toute chaudière se compose essentiellement d'un réservoir métallique contenant de l'eau et soumis à l'action du feu ; elle comporte donc trois parties, à l'extérieur le foyer, séparé du volume intérieur par les parois métalliques.

Le *foyer* et ses carneaux constituent une source de chaleur dont la température et le débit dépendent de l'activité de la combustion.

Les *parois métalliques*, ou chaudière proprement dite, ont pour but de résister à la pression de la vapeur en laissant pénétrer la chaleur à l'intérieur du réservoir. L'intensité du flux de chaleur qui traverse la partie formant surface de chauffe dépend d'ailleurs de la différence de température qui existe des deux côtés de la paroi.

Le *volume intérieur* sert de réservoir pour l'eau d'alimentation qui se

transforme en vapeur sous l'influence de la chaleur et qui dépose les impuretés qu'elle peut contenir.

Le fonctionnement des diverses parties de la chaudière influe sur sa production; mais le foyer, où se trouve la source de chaleur, a naturellement une action prépondérante.

I. — Du foyer ou partie extérieure.

La puissance d'une chaudière est proportionnelle à la quantité de vapeur produite ou à la quantité de chaleur qui traverse la surface de chauffe pendant l'unité de temps, et cette quantité dépend :

1° De l'activité de la combustion réglée par le tirage;

2° De la manière dont la combustion s'opère;

3° Du refroidissement des produits de la combustion.

Tirage. — Jusqu'à ces dernières années, la marine de guerre, comme celle du commerce, n'utilisait guère que le tirage naturel; en Amérique, cependant, l'emploi de l'anthracite avait conduit à employer sur quelques bateaux des ventilateurs installés pour souffler dans la chaufferie et y produire une faible pression. Les conditions de fonctionnement au tirage naturel restaient généralement dans les limites suivantes :

Charbon brûlé par mètre-grille heure..... 100^{kg}
Vaporisation par mètre-chauffe-heure..... 35^{lit}

et encore ces chiffres n'étaient atteints qu'aux essais; en service courant, on ne dépassait guère les deux tiers de ces valeurs.

Dans ces conditions, les chaudières fatiguent peu, et leur fonctionnement est assuré dans toutes les circonstances de la navigation; mais leur poids et leur volume sont considérables et limitent à la fois le port et la vitesse des navires.

C'est à M. Thornycroft que revient le mérite d'avoir mis en évidence tout le parti qu'on peut tirer en marine de l'emploi du tirage forcé, en appliquant à ses torpilleurs des chaudières du genre locomotive, dans lesquelles la combustion était poussée jusqu'à 400^{kg} environ par mètre-grille-heure.

En France, le tirage forcé fut appliqué en 1876 sur l'aviso *le Labourdonnais,* qui venait de terminer ses essais; en huit jours un ventilateur fut installé et la Commission constatait les résultats suivants :

Date de l'essai.	Nombre de chaudières allumées.	Augmentation due au ventilateur.			
		Charbon brûlé.	Puissance développée.	Nombre de tours.	Vitesse en nœuds.
18 septembre 1876.....	Une	35 %	47 %	8,56	1,03
20 septembre 1876.....	Deux	32 %	25 %	6,97	0,82

à la suite desquels elle déclarait que « le ventilateur est le véritable régula-

teur du moteur et de la vitesse; grâce à lui, on est indépendant des circonstances défavorables au tirage, et l'on est maître de faire remonter rapidement la pression ». Ces essais concluants furent suivis d'autres applications.

En étudiant l'influence du tirage sur la combustion, on trouve que, pour chaque allure de combustion, il y a un tirage déterminé qui donne le rendement maximum, et que, pour une même chaudière, l'intensité du tirage à employer varie sensiblement comme le carré de la quantité de charbon brûlé par mètre carré de grille et par heure :

$$h = \alpha P^2 \text{ (1)}.$$

h tirage mesuré en millimètres d'eau;

P quantité de charbon brûlé par mètre-grille-heure;

α coefficient relatif à la chaudière considérée;

$\alpha = 0,0008$ pour les chaudières marines à retour de flamme à tubes de 2^m de long et $0^m,07$ de diamètre intérieur.

Les indications données par cette relation sont d'un grand secours dans la pratique, car un excès comme un défaut de tirage sont également nuisibles à la bonne utilisation du combustible.

Différents moyens permettent d'activer le tirage; on peut évaluer approximativement comme suit la dépense de force qu'ils entraînent :

	Nature du tirage employé.	Dépense en chevaux par mètre carré de grille pour obtenir un tirage de				
		15mm.	20mm.	25mm.	30mm.	40mm.
Par aspiration.	Jets de vapeur dans la cheminée.....	»	»	»	»	»
	Jets d'air comprimé dans la cheminée.	1,5	3,5	6	»	»
	Ventilateur aspirant.....	2,0	3,2	4,8	6,5	10
Par insufflation.	Ventilateur soufflant dans la chaufferie.....	1,0	1,5	2,2	3,0	4,7
	Ventilateur soufflant dans le cendrier.....	»	»	»	»	»

Le tirage forcé par aspiration, employé depuis longtemps sur les locomotives, est très pratique; malheureusement, en marine, l'eau douce est trop précieuse pour qu'on perde de la vapeur en l'envoyant dans la cheminée. L'emploi de jets d'air comprimé est dispendieux et ne permet pas d'obtenir un tirage très actif. L'emploi d'un ventilateur aspirant aurait de grands avantages, mais son application exige des dispositions spéciales qui n'ont pas encore été très étudiées. La dépense de force dépend beaucoup de la température de la fumée, et, à ce point de vue, l'emploi des tubes Serve paraît indiqué dans les chaudières tubulaires.

Le tirage forcé par insufflation est certainement celui qui demande le moins de puissance. Lorsqu'on souffle dans les chaufferies ou qu'on fonctionne en vase clos, il en résulte pour les communications une gêne dont il

(1) *Voir* la Note A.

ne faut pas exagérer l'importance. L'insufflation dans les cendriers évite cet inconvénient, mais elle entraîne une certaine complication pour le chargement des grilles. Dans certains cas, les résultats ont été moins satisfaisants qu'en fonctionnant par aspiration, tant pour l'utilisation que pour la conservation des chaudières. Il faut peut-être l'attribuer à ce que l'air arrivait sous les grilles avec une vitesse trop considérable qui exagère les inconvénients résultant des inégalités de la couche de charbon sur la grille.

Pour les navires de guerre, il importe qu'au combat le tirage ne soit pas influencé par les avaries de la cheminée, qui, généralement, est peu protégée. Cette considération milite en faveur des ventilateurs et tend à faire rejeter l'emploi des jets d'air ou de vapeur dans la cheminée.

Combustion. — La combinaison du combustible avec l'oxygène de l'air est accompagnée d'un dégagement considérable de chaleur qui est utilisée à la production de la vapeur. On cherche naturellement à obtenir le calorique en aussi grande quantité et à une température aussi élevée que possible, pour faciliter sa transmission. Les conditions à réaliser sont donc :

1° Combustion complète, c'est-à-dire que les produits abandonnés ne doivent plus être susceptibles de brûler avec dégagement de chaleur;

2° Emploi du volume d'air minimum, car un excès d'air a le double inconvénient d'abaisser la température du foyer et d'augmenter la quantité de chaleur entraînée par les produits de la combustion.

Pour réaliser, autant que possible, ces conditions, il faut que les appareils soient installés de façon que :

1° Le combustible et l'air destiné à le brûler soient intimement mélangés;

2° La température du foyer soit maintenue dans des limites convenables tant que dure la combustion.

1° *Mélange intime.* — Il s'opère :

D'abord sur la grille, entre l'air et le charbon, par un chargement convenable : aussi l'influence du chauffeur est-elle considérable, et son rôle est d'autant plus difficile que la combustion est plus active;

Ensuite dans la boîte à feu, entre les divers filets gazeux qui ont traversé la grille et qui contiennent forcément, les uns l'élément combustible, les autres, l'élément comburant en excès, tandis que, mélangés ensemble, les deux éléments peuvent se trouver dans la proportion convenable.

2° *Température convenable.* — On sait depuis longtemps que la combustion ne se produit qu'à une température suffisamment élevée. Interposée dans une flamme, une toile métallique la refroidit brusquement et arrête la combustion au-dessus d'elle. Dans les mêmes conditions, un corps froid se couvre d'un dépôt de noir de fumée. Dans un foyer cylindrique enveloppé d'eau et de petit diamètre, comme sur certains canots à vapeur, le refroidissement est considérable et la température a de la peine à atteindre la limite inférieure nécessaire à la combustion : aussi l'allumage est-il long et difficile ; ce n'est

que grâce à un tirage très actif qu'on arrive à obtenir une combustion convenable.

Péclet calculait les « températures produites par la combustion de différents combustibles » en admettant qu'elle était complète et que les calories dégagées se répartissaient entre les produits de cette combustion suivant leur masse et leur chaleur spécifique; partant de là il donnait les chiffres suivants dans son *Traité de la chaleur,* ouvrage qui a joui d'une réputation bien méritée.

	Comburant.		
		Air.	
Combustible.	Oxygène.	Volume nécessaire.	Volume double.
Hydrogène.....	6903	2736	1541
Oxyde de carbone.....	7059	3000	1739
Carbone.....	10126	2715	1406
Coke.....	»	2755	1432
Houille moyenne	»	2800	1487

Les beaux travaux de Sainte-Claire Deville, sur la dissociation, ont démontré que les choses ne se passaient pas comme le supposait Péclet, et qu'une température trop élevée s'oppose à la combustion, de même qu'une température trop basse. Les composés considérés anciennement comme les plus stables, portés à une très haute température, se décomposent partiellement.

L'oxyde de carbone, vers 900°, donne du carbone, de l'oxygène et même de l'acide carbonique.

L'acide carbonique, vers 1100°, donne de l'oxyde de carbone et de l'oxygène.

L'eau, vers 1100°, donne de l'hydrogène et de l'oxygène.

L'acide sulfureux, vers 1200°, donne du soufre et de l'acide sulfurique.

Certains hydrocarbures, d'après M. Berthelot, chauffés à une température convenable, donnent un hydrocarbure plus condensé et du carbone.

L'équilibre qui s'établit dans un foyer, entre les tensions des divers gaz qui peuvent se produire, peut être comparé à celui qui s'établirait, dans un vase contenant un gaz inerte et plusieurs liquides, entre les tensions de ce gaz et les vapeurs de ces liquides (1).

Il résulte de ce qui précède que la combustion s'arrête d'elle-même lorsque, par suite de la chaleur qu'elle développe, les corps en présence sont portés à un degré thermométrique suffisant. Cet effet a pour résultat de limiter la température de combustion bien au-dessous des chiffres admis anciennement. Ainsi, d'après des expériences directes, la température de combustion de l'oxygène et de l'hydrogène, à équivalents égaux, n'excède pas

(1) *Voir* la Note B.

2500°, en sorte que le chiffre de Péclet était 2,6 fois trop fort. On peut également en conclure que, dans un foyer réfractaire ou athermane, comme un four à réverbère, la combustion ne saurait être complète.

En résumé, *le phénomène de la combustion ne se produit que dans certaines limites de température.* La zone où elle peut exister est étendue, à la vérité; mais, dans la pratique, on atteint aussi bien sa limite supérieure que sa limite inférieure.

Volume d'air employé. — On constate dans la pratique que, pour obtenir d'une chaudière la meilleure utilisation possible, il ne faut pas exagérer la quantité d'air employé à la combustion; il vaut mieux que celle-ci ne soit pas tout à fait complète. De nombreuses expériences faites sur des chaudières marines à retour de flamme ont montré que, avec la briquette d'Anzin, le volume d'air à employer par kilogramme de charbon était de 10^{mc} à 11^{mc} (*Étude sur les chaudières marines*).

Les expériences du chemin de fer de Paris-Lyon-Méditerranée, exécutées avec une très grande précision, sous la direction de M. Henry, ont donné les résultats suivants :

Volume d'air employé pour brûler 1^{kg} de charbon.

Longueur des tubes.	Foyer ordinaire. — Tirage en millim. d'eau.			Voûte longue. — Tirage en millim. d'eau.			Bouilleur Tembrinck. — Tirage en millim. d'eau.		
	25mm.	45mm.	75mm.	25mm.	45mm.	75mm.	25mm.	45mm.	75mm.
m	mc	mc	mc	mc	mc	mc	mc	mc	mc
3.....	9,9	9,1	9,0	9,0	8,3	8,6	9,6	9,6	8,5
4.....	9,7	8,7	8,7	9,2	»	9,3	10,2	9,4	9,6
5.....	10,9	10,7	»	10,0	9,4	9,3	10,0	9,8	9,6
6.....	10,4	10,1	8,9	9,2	9,4	8,4	9,1	8,9	8,6
7.....	9,8	9,2	9,0	10,8	9,3	9,6	9,1	9,1	8,6
Moy....	10,1	9,6	8,9	9,5	9,1	9,0	9,6	9,4	9,0

Le volume d'air diminue un peu quand le tirage augmente, et il est plus grand pour le foyer ordinaire que pour les foyers avec voûte ou Tembrinck.

Le combustible employé dans ces essais était de la briquette de Mariemont, à cendres infusibles, contenant 4 pour 100 de cendres et ayant un pouvoir calorifique moyen de 7880^{cal} par kilogramme de charbon brut.

Combustion dans les chaudières. — La combustion, telle qu'elle s'opère dans les chaudières à vapeur, peut se décomposer en plusieurs périodes caractérisées chacune par l'endroit où elle a lieu et aussi par la nature des phénomènes qui se produisent.

1. *Période chimique.* — Sur la grille, l'air circule entre les morceaux de charbon et, en se combinant avec lui, développe une quantité de chaleur considérable; la température est d'autant plus élevée que la combustion est plus active et la déperdition de chaleur moindre. Suivant le tirage, le combustible

présente les différentes nuances auxquelles les expériences pyrométriques de Pouillet attribuent les températures suivantes :

Rouge naissant	525°
» sombre	700
» cerise	900
Orangé foncé	1100
Blanc	1300
Blanc éblouissant	1500

La combustion n'est généralement pas complète dans cette partie du foyer.

2. *Période mixte.* — Dans la boîte à feu, les gaz qui ont traversé la couche de charbon et ceux qui résultent de sa distillation continuent à brûler en développant de la chaleur en même temps qu'ils en perdent par rayonnement et par contact avec la surface de chauffe.

Lorsque la combustion est active, la limite de température résultant de la loi des équilibres chimiques (dissociation) est atteinte et se maintient à peu près stationnaire tant qu'il y a compensation entre la chaleur développée et la chaleur perdue.

Cette période de combustion et de refroidissement s'étend à une distance de la grille d'autant plus grande que le feu est plus actif; elle ne prend fin que lorsque la combustion est arrêtée par un refroidissement brusque, ce qu'on doit éviter, ou complètement terminée sous l'action d'un refroidissement progressif, ce qui est désirable.

C'est de cette période surtout que dépend la valeur de la chaudière au point de vue des réactions chimiques qui jouent un si grand rôle dans l'utilisation de l'ensemble de l'appareil. Le foyer et les carneaux qui lui font suite doivent donc être disposés de façon à assurer une bonne combustion.

La flamme doit avoir un parcours suffisant avant d'être trop refroidie, ce qui l'éteindrait. Dans les chaudières tubulaires, les tubes de petit diamètre et très rapprochés du foyer peuvent avoir ce résultat; avec les tubes Serve, on facilite la combustion en faisant sauter les ailettes dans la partie la plus voisine du foyer. Dans les chaudières multitubulaires, un écartement de 40^{mm} à 50^{mm} entre les tubes des rangs inférieurs paraît avantageux.

Il est également essentiel d'éviter que les veines de gaz combustible et de gaz comburant cheminent parallèlement sans se combiner; différents moyens sont employés avec succès pour obtenir ce résultat en opérant le mélange des gaz :

Une grande chambre de combustion dans laquelle les gaz chauds s'élèvent et d'où ils ne peuvent s'échapper qu'en redescendant sur les côtés de la grille (Thornycroft);

Des jets d'air ou de vapeur pour brasser les gaz (Thierry, Belleville);

Le mélange des flammes de deux foyers (chaudières à deux façades, Lagrafel et d'Allest);

Un retour de flamme (bouilleur Tembrinck, voûte en maçonnerie).

Les chiffres suivants, qui résultent des expériences faites au chemin de fer de Paris-Lyon-Méditerranée, donnent une idée de l'influence de ces dernières dispositions.

Degré d'imperfection de la combustion $100 \frac{CO}{CO + CO^2}$.

Longueur des tubes.	Foyer ordinaire. Tirage en millim. d'eau.			Voûte longue. Tirage en millim. d'eau.			Bouilleur Tembrinck. Tirage en millim. d'eau.		
	25mm.	45mm.	75mm.	25mm.	45mm.	75mm.	25mm.	45mm.	75mm.
m	mc	mc	mc	mc	mc	mc	mc	mc	mc
3.....	8,5	11,0	15,5	5,7	12,6	9,0	6,8	4,6	9,0
4.....	12,5	14,2	15,9	6,5	»	5,9	6,2	6,5	5,0
5.....	10,4	10,9	»	4,1	6,5	4,9	6,2	6,5	2,9
6.....	7,7	10,2	14,4	7,8	4,1	11,7	9,2	9,5	11,1
7.....	10,3	11,0	13,3	6,4	8,7	7,4	10,0	6,4	11,1
Moy...	9,9	11,4	14,7	6,1	8,5	7,8	7,6	6,7	7,8

M. Henry en tire les conclusions suivantes :

« 1° L'addition, dans le foyer, d'une voûte ou d'un tembrinck améliore toujours la combustion.

» 2° L'influence de la longueur des tubes paraît tout à fait incertaine.

» 3° Plus le tirage augmente, moins la combustion est parfaite dans le foyer ordinaire. L'influence devient très faible tout en restant de même sens, avec la voûte en brique ou le tembrinck. »

On peut ajouter que l'addition de la voûte longue et du tembrinck exige un tirage notablement plus fort que le foyer ordinaire.

En se reportant aux phénomènes de dissociation, on peut dire qu'il est préférable de n'opérer le mélange des gaz que lorsque la combustion est déjà assez avancée ; il faut toutefois que leur température soit supérieure à la température de combinaison.

3. *Période physique.* — Dans les carneaux, une fois la combustion terminée, on peut diviser les gaz autant qu'on le veut pour mieux les dépouiller de leur chaleur. L'emploi de tubes de petit diamètre ou d'ailettes Serve ne présente plus aucun inconvénient dans les chaudières tubulaires et, dans les générateurs multitubulaires, on peut rapprocher les tubes autant que le comporte la section de passage nécessaire pour l'écoulement de la fumée, ou même les munir d'ailettes extérieures comme dans certains calorifères.

4. *Période nuisible.* — Au pied de la cheminée, les gaz ne devraient plus renfermer d'éléments combustibles, et leur température ne devrait être que celle qui est nécessaire pour le tirage. Mais si, par défaut d'air, les gaz combustibles n'ont pu brûler, ou si, par suite d'un refroidissement brusque pendant la seconde période, la combustion a été arrêtée avant d'être complète, les gaz peuvent se rallumer en quittant la surface de chauffe. On voit alors

des flammes bleues se produire, et la chaleur est quelquefois assez forte pour rougir le pied de la cheminée.

Cet effet est très nuisible : il indique que la chauffe est mal conduite, ou qu'on a dépassé la limite du tirage qui convient à l'appareil, ou enfin que ses proportions sont défectueuses.

Une température exagérée des gaz a moins d'inconvénients; elle vient soit de ce que les surfaces de chauffe sont encrassées par un dépôt de suie, soit de ce qu'elles ne sont pas léchées par les gaz sur toute leur étendue, ou enfin de ce qu'elles sont trop réduites.

Refroidissement des gaz. — Les produits de la combustion se refroidissent par rayonnement et par contact avec la surface de chauffe qu'ils lèchent sur un long parcours.

Dans un appareil bien disposé, la surface de chauffe doit satisfaire aux conditions suivantes :

1° Elle ne doit pas entraver la combustion, en refroidissant trop rapidement les gaz; comme on l'a déjà dit, elle doit au contraire être disposée pour favoriser leur mélange.

2° Elle doit être effective, c'est-à-dire que sa disposition doit obliger les gaz à lécher toute sa surface. Il n'est pas rare en effet que, par suite de sections mal proportionnées ou de dispositions défectueuses, une partie des surfaces de chauffe se trouve en dehors des courants de flamme, surtout lorsque le tirage est actif, car alors les gaz, animés d'une grande vitesse, tendent toujours à prendre le chemin le plus court pour se rendre à la cheminée. Un moyen efficace pour empêcher les produits de la combustion de s'échapper lorsqu'ils sont très chauds consiste à faire communiquer la cheminée avec la partie inférieure des carneaux (chaudières à réchauffeur Farcot, Lagrafel et d'Allest).

3° Elle doit être facile à nettoyer, car les dépôts de suie diminuent le tirage et nuisent à la transmission de la chaleur. Un tirage très actif s'oppose d'ailleurs assez efficacement à l'accumulation des dépôts sur les surfaces de chauffe, notamment en aidant la suie à brûler.

4° Enfin elle doit être proportionnée à l'activité de la combustion. C'est en effet l'usage d'augmenter le rapport de la surface de chauffe à la surface de grille d'après la quantité de charbon qu'on doit brûler sur celle-ci, sans toutefois suivre la loi de proportionnalité, car on peut accroître la production d'une chaudière dans des limites très étendues, sans que l'utilisation diminue notablement.

Utilisation. — Les résultats des expériences faites par M. Henry, au chemin de fer de Paris-Lyon-Méditerranée, sur une chaudière de locomotive, montrent qu'en multipliant la production par 1,7 environ, l'utilisation ne diminue pas de 10 pour 100.

Longueurs des tubes.	Rapport de la surface de chauffe à la surface de grille.	Foyer ordinaire. — Tirage en millimètres d'eau. 25mm. Eau vaporisée par heure.	kilog. de charbon.	45mm. Eau vaporisée par heure.	kilog. de charbon.	75mm. Eau vaporisée par heure.	kilog. de charbon.	Tembrinck. — Tirage en millimètres d'eau. 25mm. Eau vaporisée par heure.	kilog. de charbon.	45mm. Eau vaporisée par heure.	kilog. de charbon.	75mm. Eau vaporisée par heure.	kilog de charbon.
m													
7	88	3600	10,20	4959	9,84	6275	9,40	3140	10,43	4548	10,29	5825	9,94
6	76	3678	9,94	5039	9,58	6370	9,14	3365	10,29	4780	10,15	6056	9,80
5	64	3900	9,65	5248	9,29	6655	8,85	3885	10,09	5273	9,95	6604	9,60
4	52	4045	9,01	5326	8,66	6716	8,22	4176	9,60	5562	9,46	6860	9,11
3	40	3667	7,87	4907	7,35	6136	7,11	3844	8,62	5150	8,48	6341	8,13
Moy..	64	3780	9,37	5096	8,98	6430	8,54	3682	9,80	5062	9,66	6337	9,316

Elle diminue d'ailleurs un peu moins avec le tembrinck qu'avec le foyer ordinaire.

Les chiffres suivants relatifs à une chaudière marine à foyers intérieurs et à tubes dans le prolongement ($L = 2^m,44$, $D = 63^{mm}$) concordent assez bien avec les précédents :

Charbon brûlé par mètre-grille-heure P.....	123^{kg}	152^{kg}	173^{kg}	200^{kg}	225^{kg}	250^{kg}	230^{kg}
Eau vaporisée par kilog. de charbon.....	$9^{lit},0$	$8^{lit},8$	$8^{lit},7$	$8^{lit},4$	$8^{lit},3$	$8^{lit},0$	$7^{lit},8$
Tirage employé h	$8^{mm},7$	14^{mm},	18^{mm}	24^{mm}	28^{mm}	33^{mm}	40^{mm}
Valeur du coefficient $\alpha = \frac{h}{P^2}$.	0,00058	0,00060	0,00060	0,00060	0,00055	0,00052	1,00050

La faible variation de l'utilisation des chaudières tubulaires lorsque la production augmente résulte également des expériences faites à Indret sur une chaudière tubulaire à retour de flamme (1), et des expériences du chemin de fer du Nord (Note C), qui, sans être aussi précises que celles du Paris-Lyon-Méditerranée, ont cependant un grand intérêt, et montrent notamment que, en bouchant la moitié des tubes, l'utilisation reste sensiblement la même, mais que la puissance de la chaudière diminue, ou que le tirage doit augmenter pour obtenir un résultat déterminé.

Ces faits ont permis d'énoncer la conclusion suivante, qui, au premier abord, paraît paradoxale, et qui cependant peut être admise dans des limites assez étendues.

« Si l'on considère comme variables, dans une chaudière :

La quantité de charbon brûlé dans le foyer,

Le nombre
Le diamètre } des tubes composant la surface de chauffe,
La longueur

(1) *Étude sur les chaudières marines* (*Mémorial du Génie maritime*, 1876).

on peut dire que le rendement du combustible en eau vaporisée est à peu près indépendant des deux premières variables et ne varie avec les deux autres que dans des limites assez restreintes, tant que l'on ne tombe pas au-dessous de certaines limites. »

Cette grande élasticité des chaudières tubulaires fait qu'elles conviennent très bien pour le tirage forcé.

Les générateurs multitubulaires, à flamme directe, ne jouissent pas toujours de la même propriété ; leur rendement est sujet à diminuer assez rapidement lorsque la production augmente, comme le montrent les chiffres suivants :

Charbon brûlé par mètre-grille-heure..	95^{kg}	157^{kg}	208^{kg}
Eau vaporisée par kilogr. de charbon...	$9^{lit},5$	$8^{lit},2$	$7^{lit},3$

On peut l'attribuer à la combustion, et surtout à ce qu'une partie de la surface de chauffe cesse d'être efficace lorsque les gaz prennent une grande vitesse, qui augmente leur tendance à se rendre directement à la cheminée, sans lécher toute la surface de chauffe. On peut d'ailleurs remédier à cet inconvénient en adoptant des dispositions convenables.

Les chiffres suivants, donnés par M. Thornycroft dans une Communication à l'Institution des *Civil Engineers*, montrent qu'on obtient de très bons résultats avec des chaudières multitubulaires étudiées en vue d'un tirage très actif.

Rapport des surfaces de chauffe et de grille.	70	61	61	70
Charbon brûlé par mètre-grille-heure.....	38^{kg}	91^{kg}	146^{kg}	300^{kg}
Eau vaporisée par kilogr. de charbon.....	$11^{lit},2$	$10^{lit},5$	$10^{lit},2$	$8^{lit},9$

II. — Des parois métalliques.

Construction. — Les chaudières sont composées de tôles, de tubes et quelquefois aussi de boîtes métalliques, réunis par des assemblages et qui doivent résister, d'une part, à la pression de la vapeur et, d'autre part, à l'action de la chaleur.

Les assemblages de chaudronnerie, pour être étanches, doivent forcément établir un contact intime et, par suite, un serrage énergique entre les différentes parties dont ils se composent.

Le serrage des coutures rivées est assuré par le retrait des rivets mis à chaud et complété par le matage.

Le serrage des tubes dans leurs plaques de tête peut être obtenu de plusieurs manières : le plus souvent c'est par l'opération du mandrinage, qui est un véritable frettage ; il est généralement complété par la pose de bagues coniques chassées dans les tubes. Dans les tubes Toscer et dans diverses chaudières multitubulaires, le tube et la plaque de tête sont coniques et le

serrage est obtenu en entrant de force le tube. Enfin on assemble quelquefois les tubes entre eux, ou avec leurs plaques de tête, à l'aide de filetages convenablement disposés.

Les entretoises sont généralement vissées dans les parties qu'elles réunissent; elles doivent être mises de force ou même encore subir un véritable mandrinage en faisant passer une olive dans un canal intérieur (procédé Yarrow); comme les rivets, on les mate pour assurer l'étanche.

Le serrage des assemblages doit résister à l'action de la pression comme à celle de la chaleur, sans cesser d'être étanche.

Action de la pression. — La pression intérieure fait travailler les parois de la chaudière par traction, par compression ou par flexion, suivant les cas. Les efforts qui en résultent sont évalués avec soin, de façon à donner à chaque partie de la construction une épaisseur convenable. La solidité de l'appareil est d'ailleurs vérifiée, avant sa mise en service, par un essai à l'eau, dans lequel la pression est poussée bien au delà de la limite fixée pour le timbre. Cet essai permet de vérifier en même temps l'étanchéité de la chaudière; il conduit parfois à ajouter des consolidations ou à reprendre le matage.

Action de la chaleur. — Lorsqu'on allume une chaudière, elle s'échauffe progressivement, la température des parois et de l'eau qu'elles renferment s'élève jusqu'à la limite fixée par la pression, puis la température de l'eau reste stationnaire; mais il n'en est pas de même des parois métalliques : leur température dépend de la chaleur qui les traverse et de la manière dont elles sont rafraîchies par l'eau.

En marche normale, le flux de chaleur qui traverse la surface de chauffe a une grande intensité dans la boîte à feu dont les parois sont exposées au rayonnement du foyer, puis il va en diminuant à mesure que les produits de la combustion se refroidissent et approchent de la cheminée. La production de vapeur suit la même proportion décroissante.

Les expériences faites par M. Geoffroi, au chemin de fer du Nord, sur une chaudière Stephenson tronçonnée en cinq parties, donnent, à ce sujet, des renseignements très intéressants (voir la Note C), bien que ces essais, déjà anciens, n'aient pas été faits avec la même précision que ceux du chemin de fer de Paris-Lyon-Méditerranée.

Considérons d'abord le foyer : sa production de vapeur et, par suite, le flux de chaleur qui traverse ses parois, augmentent d'abord avec le tirage et l'activité de la combustion, mais moins rapidement que la quantité de charbon brûlée. Lorsque le tirage atteint 80^{mm} environ, la production cesse de croître ou n'augmente que très peu avec la consommation de charbon. La température du foyer est voisine de la limite résultant des phénomènes de dissociation. La température d'équilibre varie d'ailleurs avec la nature du combustible : elle est plus élevée avec la houille qu'avec le coke, probablement parce qu'elle donne plus de flamme.

Dans le second compartiment et dans les suivants, le flux de chaleur augmente avec le tirage; il croît généralement plus vite que la quantité de charbon brûlée. Si l'on considère la vaporisation au même tirage des divers compartiments, à partir du second, on voit que l'intensité du flux de chaleur décroît à peu près en progression géométrique quand les surfaces croissent en progression arithmétique, ce qui est conforme aux données de la théorie sur le refroidissement des gaz. Dans le premier compartiment, la vaporisation est bien supérieure à celle qu'indiquerait cette loi, à cause du rayonnement dont l'effet est notablement supérieur à celui de la convection.

La production maxima par mètre de chauffe du premier compartiment est de 218^{kg} en moyenne; elle doit être un peu plus considérable en certains points ou dans un foyer cylindrique, où la grille est plus voisine des parois; mais on peut admettre, avec M. Hirsch (*Vaporisation au coup de feu*, p. 69), que, dans aucun cas de la pratique, la vaporisation ne doit atteindre 250^{kg}, soit environ $250 \times 600 = 150000^{cal}$, chiffre qui indique l'intensité du flux de chaleur qui traverse les parois du foyer par heure.

En supposant une épaisseur de paroi de 10^{mm} et une conductibilité de $58^{cal},8$, chiffre résultant des expériences de M. Wiedeman et Franz pour le fer, on trouve que la différence de température entre les deux faces de la paroi est dans ces conditions de

$$t' - t = \frac{150000 \times 0,010}{58,8} = 25^\circ;$$

avec du cuivre, on trouverait 5° seulement.

En admettant que l'eau de la chaudière soit à 205° (17^{kg}), et que la différence de température entre elle et la face interne du métal soit de 10°, on trouve que les températures des deux côtés de la paroi sont

$$t = 205 + 10 = 215^\circ \quad \text{et} \quad t' = 215 + 25 = 240^\circ.$$

On voit que ces températures n'ont rien d'exagéré.

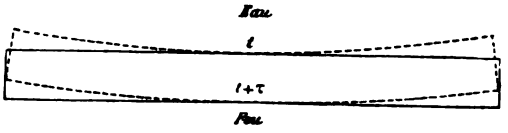
Si l'épaisseur du métal est plus considérable, comme sa résistance n'est qu'une faible partie de celle que le calorique éprouve pour se transmettre des produits de la combustion à l'eau, on peut admettre que la variation de température des parois métalliques, suivant leur épaisseur, est toujours de 2°,5 par millimètre, quelle que soit cette épaisseur.

Cette variation de température a pour résultat de provoquer des allongements inégaux, et, si la tôle est libre, elle se bombe du côté du feu où la dilatation est la plus forte (*fig.* 1).

Si, au contraire, la tôle n'est pas libre de se cintrer en obéissant à la dilatation, alors les différentes couches réagissent les unes sur les autres et travaillent comme dans un solide soumis à un effort de flexion ; du côté du feu, les fibres contrariées dans leur dilatation sont comprimées, et du côté opposé elles travaillent par traction.

En cherchant à appliquer le calcul au cas simple d'une bande de tôle, on trouve que la limite d'élasticité ne serait atteinte que si la différence de température entre les deux faces était de 125° environ, ce qui correspond, à raison de 2°,5 par millimètre, à une épaisseur de 50^{mm} qui n'existe dans

Fig. 1.



aucune chaudière. Même avec un coefficient de conductibilité trois fois moindre que celui que nous avons admis, on trouve que, pour atteindre la limite d'élasticité, il faudrait une épaisseur de 17^{mm}, chiffre supérieur aux épaisseurs généralement employées dans les foyers de chaudières à combustion active.

On peut donc conclure que le fer et l'acier doux, sous une épaisseur modérée et bien rafraîchis par l'eau, sont capables de résister à la combustion la plus active qu'on puisse produire dans les chaudières chauffées au charbon de terre.

Mais il est indispensable que ces deux conditions soient remplies, car, d'une part, la différence de température entre les deux faces de la tôle augmente proportionnellement à son épaisseur, et, d'autre part, la différence de température entre l'eau et la tôle, que nous avons supposée de 10°, augmente rapidement si elle n'est pas bien rafraîchie. Les principales causes qui nuisent au rafraîchissement sont d'ailleurs :

Une circulation d'eau défectueuse qui permet aux bulles de vapeur de rester sur les surfaces de chauffe en formant un matelas isolant;

Un courant de circulation contenant trop de vapeur et une quantité d'eau insuffisante, comme cela peut se produire à la partie supérieure de la plaque de tête;

Une grande épaisseur de métal (assemblages, doublures) : dans ce cas, il ne suffit pas de compter l'épaisseur totale de métal, car les deux épaisseurs sont généralement séparées par une couche d'oxyde qui conduit très mal la chaleur et joue le rôle d'isolant;

Une couche de dépôts calcaires ou graisseux isolant le métal de l'eau.

La présence d'un dépôt isolant a pour résultat :

1° De diminuer le flux de chaleur. Les expériences faites à Brest [1], par MM. Mathelin et Pinard, ont montré que, toutes choses égales d'ailleurs, un dépôt graisseux, même de faible épaisseur, peut réduire la vaporisation de 200^{lit} à 150^{lit} environ;

---

[1] *Mémorial du Génie maritime* (5e livraison, 1891).

2° D'élever considérablement la température de la paroi métallique en la rapprochant de celle du foyer, si bien que le métal peut atteindre le rouge sombre (500°) pour une vaporisation de 150^{lit}.

Le second effet qui augmente la fatigue de la tôle, tandis que le premier la diminue, est, comme on voit, celui dont l'influence est prépondérante.

Il n'est d'ailleurs pas nécessaire que le métal atteigne la température rouge pour qu'il se produise des déformations. M. Le Chatelier conclut de ses expériences (1) que l'élasticité du fer et de l'acier, à peu près constante jusqu'à 350°, diminue rapidement à partir de cette température et devient à peu près nulle entre 400° et 450°. Les variations de la conductibilité sont malheureusement moins connues, mais il paraît certain que la conductibilité calorifique, comme la conductibilité électrique, diminue notablement lorsque la température augmente ; il en résulte que, vers 300°, la différence de température entre les deux faces d'une tôle de chaudière est beaucoup plus forte qu'on ne l'a supposé (2°,5 par millimètre).

Il suffit donc que les couches métalliques situées du côté du feu dépassent 350° environ pour que leurs propriétés soient altérées. Si le métal n'est pas libre d'obéir aux effets de la dilatation, il se produit un travail intérieur et les couches tournées du côté du feu sont sujettes à subir à chaud un écrasement qui se manifeste généralement, après refroidissement, par des déformations de sens opposé à celles qui tendaient à se produire à chaud, ou même par des criqûres ou des cassures.

En résumé, la présence de dépôts isolants peut produire deux catégories différentes d'avaries.

1° Lorsque le métal rougit et perd toute élasticité, il se déforme sous l'action de la pression de la vapeur. Les déformations peuvent se produire très rapidement et ont toujours la convexité tournée du côté du feu ; elles peuvent entraîner des déchirures.

2° Lorsque la dilatation n'est pas libre de se produire et que la température du métal est suffisante pour que les couches les plus chaudes dépassent la limite de l'élasticité, elles s'écrasent pendant la chauffe, et, après refroidissement, on constate une déformation de sens opposé à celle qui tendait à se produire à chaud.

Les déformations sont très faibles, mais elles augmentent progressivement parce que les effets successifs s'ajoutent les uns aux autres ; elles occasionnent des suintements et peuvent être cause de cassures.

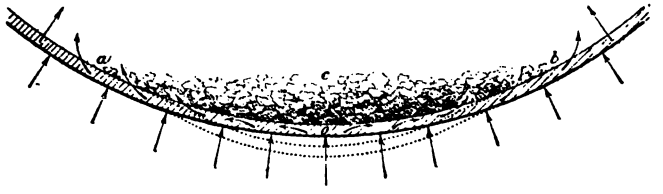
On peut citer de nombreux exemples de ces deux genres d'avaries.

Un *dépôt local a, b, c* (*fig.* 2), tombé par exemple de la partie supérieure de la chaudière à l'endroit du coup de feu, s'oppose plus ou moins complètement au rafraîchissement du métal et à l'écoulement du flux de chaleur qui est obligé de se dévier en suivant la tôle. La température de celle-ci va en

(1) *Génie civil.*

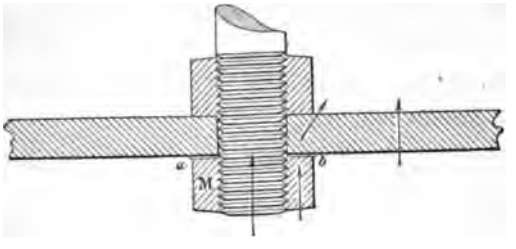
augmentant de la circonférence du dépôt *ab* jusqu'au centre O, où elle peut atteindre le rouge; alors la tôle s'emboutit sous l'action de la pression intérieure et forme une bosse; elle peut même se déchirer si elle n'est pas assez élastique.

Fig. 2.



La *masse de métal* formée par une entretoise de ciel de foyer et ses deux écrous, peut également faire un obstacle suffisant à l'écoulement de la chaleur pour que l'écrou extérieur M (*fig.* 3) atteigne une température qui brûle le fer, surtout si, pour assurer l'étanchéité, on met en *ab* une garniture en amiante.

Fig. 3.



Pour éviter cet inconvénient, il suffit de disposer en *ab* une rondelle mince en cuivre rouge qui doit porter directement sur le fer; en serrant bien l'écrou, la rondelle s'écrase et assure en même temps l'étanchéité en *ab* et la conductibilité entre l'écrou et la tôle, en sorte que la chaleur de celle-ci peut s'écouler jusqu'au liquide par l'intermédiaire de la tôle.

Un *tube carneau*, refroidi sur toute sa surface extérieure et chauffé seulement sur la moitié supérieure de sa circonférence, prend de la courbure en long par suite de l'excès de dilatation de la génératrice supérieure par rapport à celle du bas. M. Fletcher a observé ce qui se passait sur une chaudière du Lancashire de $2^{m},13$ de diamètre et $8^{m},46$ de long, à foyers de $0^{m},91$ de diamètre en tôle de fer de 11^{mm}, marche normale, sous une pression de $3^{kg},50$ avec un tirage de 11^{mm} d'eau à la cheminée où les gaz entraient à 210°. Il a constaté qu'au milieu de leur longueur les foyers se bombaient d'environ 13^{mm}, parce que les fonds de la chaudière, armés d'une façon rigide, opposaient à leur dilatation une trop grande résistance.

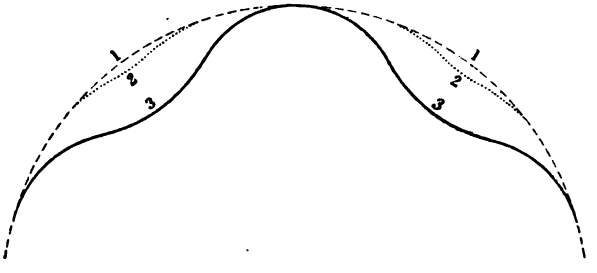
La section transversale du tube se déforme également à cause de la différence de dilatation des deux faces de la tôle : il s'aplatit dans le sens vertical

et s'élargit horizontalement. C'est le cas du foyer intérieur des chaudières marines à retour de flamme, dont la partie supérieure est exposée au coup de feu tandis que la partie basse ne chauffe pas. L'expérience montre que ces foyers sont sujets à un accident qui présente toujours le même aspect : il se forme deux bosses symétriques à la partie supérieure (une seule si le diamètre est petit) (*fig.* 4). M. Cornut, dans son Catalogue si instructif des défauts de tôle, etc., cite l'exemple suivant, dans lequel on a pu relever à deux époques successives le progrès des déformations :

			mm	mm
1.	Contour avant la déformation.			
2.	Déformation au 15 août 1876.....		20 et	30
3.	Déformation au 28 novembre 1876.	Profondeur.	60 et	90
		Largeur....	360 et	370
		Longueur..	680 et	750
	Diamètre du foyer.....		0^m,70 (environ)	

Cet accident se produit généralement quand les foyers ne sont pas très propres et que la grille est fortement chargée. Pour l'éviter, on active la circulation de l'eau autour du foyer; mais le moyen le plus sûr consiste à employer des foyers Fox, plus élastiques, plus résistants, et qui ont plus de surface de contact avec l'eau, ou d'autres foyers du même genre.

Fig. 4.



Les *tubes bouilleurs* qui forment la rangée inférieure du faisceau de tubes des chaudières multitubulaires sont exposés au rayonnement de la grille et, par suite, reçoivent beaucoup plus de chaleur à la partie inférieure que des autres côtés. A chaud, ces tubes se cintrent en forme de chaînette, et leur section s'ovalise légèrement (grand axe vertical); s'ils sont propres, les déformations restent dans les limites élastiques; mais, si la présence d'une couche de dépôt exagère l'échauffement, et si, de plus, le tirage se trouve ralenti momentanément, en sorte que l'échauffement par contact soit très réduit tandis que le rayonnement de la grille continue à se faire sentir, alors la partie inférieure du tube s'échauffe beaucoup plus que les autres, sa dilatation est contrariée par les parties voisines, et la limite d'élasticité peut être dépassée. Dans ce cas, le dessous du tube subit un léger écrasement qui rapproche les molécules du métal, et, au refroidissement, la déformation se

trouve être en sens inverse de ce qu'elle était à chaud; la génératrice inférieure étant devenue plus courte que la génératrice supérieure, le tube se cintre en forme de voûte. La déformation transversale est faible, mais elle peut contribuer aussi au résultat précédent. Ces effets s'accentuent d'ailleurs en se répétant, les déformations s'ajoutent et finissent quelquefois par être assez prononcées pour occasionner des fuites à l'emmanchement des tubes; dans tous les cas, ils les fatiguent et peuvent les faire fendre si la soudure n'est pas parfaite.

Il est important d'éviter toute déformation permanente et différents moyens peuvent être employés.

1° Un accroissement d'épaisseur facilite l'écoulement de la chaleur de la partie basse à la partie haute du tube, mais en même temps il exagère les effets de dilatation. Ce moyen a été employé, et l'expérience montre qu'une épaisseur égale au dixième du diamètre du tube ne le met pas complètement à l'abri des déformations permanentes; toutefois, à même épaisseur, les tubes de petit diamètre paraissent se cintrer moins que les gros.

2° Les tubes Serve, à ailettes, présentent, sur les tubes ordinaires, l'avantage d'être mieux rafraîchis dans toutes leurs parties (la surface mouillée est doublée), les différences de température sont moindres et les limites de l'élasticité sont beaucoup plus difficiles à atteindre. La présence des ailettes semble également avantageuse pour le cas où un tube mal soudé tendrait à s'ouvrir. Ces tubes ont été essayés et, jusqu'ici, ont donné de bons résultats.

3° Enfin on peut augmenter l'élasticité des tubes en ondulant la génératrice, comme dans les foyers Fox, ou en leur donnant la forme d'une colonne torse, comme M. Normand avait proposé de le faire pour les chaudières de torpilleurs. Une légère ondulation doit suffire, car les écrasements, correspondant à une flèche même assez forte, sont peu de chose; il est d'ailleurs facile de mesurer l'élasticité d'un tube ondulé. La forme en colonne torse a l'avantage de se prêter facilement au nettoyage intérieur.

On peut obtenir des effets de même genre en faisant chauffer une barre de fer de forme rectangulaire et en la plongeant dans de l'eau à sa partie inférieure.

Barre de $0^m,03$ de large, $0^m,20$ de haut, $0^m,90$ de long.	
Immersion dans l'eau.....	$0^m,02$
Courbure initiale à chaud, en forme de pont.....	5^{mm}
Courbure initiale après refroidissement, en forme de chaînette....	1^{mm}

Soit M (*fig.* 5) une entretoise située dans la partie du coup de feu; supposons-la propre et la tôle couverte de dépôts : alors celle-ci s'échauffe plus que la tête de l'entretoise, se dilate davantage; l'eau peut passer entre elles deux et l'entretoise fuit. Si, au contraire, les dépôts sont plus abondants sur l'entretoise M' (*fig.* 6) que sur la tôle, alors elle chauffe et se dilate davantage. Supposons que la tôle atteigne, la première, sa limite d'élasticité : à partir de

ce moment, le trou s'agrandira; l'entretoise, chaude et dilatée, le remplira; mais, au refroidissement, elle n'aura plus un diamètre suffisant, et l'on verra apparaître une fuite qui sera la conséquence de la chauffe.

Fig. 5

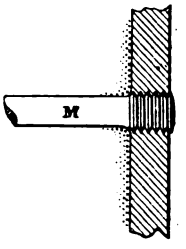
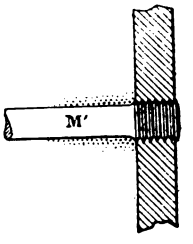
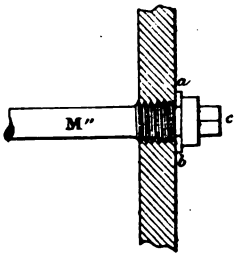


Fig. 6.



Une entretoise à tête M″ (*fig.* 7), vissée par l'intérieur du foyer avec une rondelle en cuivre mince encastrée en *ab*, pour assurer l'étanchéité et la conductibilité, serait dans d'excellentes conditions, pourvu qu'on eût soin d'évi-

Fig. 7.



ter la présence d'oxyde ou de matières grasses entre les surfaces métalliques. Le carré *c*, nécessaire pour la mise en place, serait ensuite coupé.

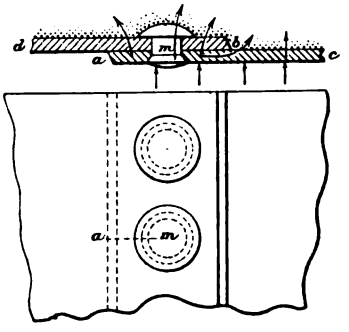
Les *coutures rivées*, exposées au coup de feu, sont sujettes à des fuites et à des cassures de tôle faciles à expliquer en s'appuyant sur les lois de la conductibilité, de la dilatation et de l'élasticité.

Soit *ab* (*fig.* 8) une couture circulaire de foyer intérieur par exemple, et supposons que le métal soit recouvert par une certaine couche de dépôt. La quantité de chaleur qui traverse cette couture est très considérable; de *a* en *b*, pour gagner l'eau, elle doit traverser deux épaisseurs de tôle, la couche d'oxyde qui les sépare et la couche de dépôt. Du côté *mb*, la chaleur peut s'écouler en partie en suivant la tôle *bc*, comme l'indiquent les flèches; mais, en *m*, la tôle est découpée par les rivets, et la chaleur qui vient de *a* doit forcément traverser quatre épaisseurs de matière pour arriver à l'eau; il en résulte que la tôle *ac* fatigue beaucoup de ce côté, et atteint une température notablement plus élevée que la tôle *db*, dont elle est isolée par de l'oxyde.

Dans ces conditions, la pince *am* tend à se dilater beaucoup plus que la

tôle *db* qui l'enveloppe et qui s'oppose à son allongement : la première est comprimée, tandis que la seconde s'allonge. Tant que les efforts restent compris dans les limites de l'élasticité, ils ne laissent pas de traces; mais, si cette

Fig. 8.



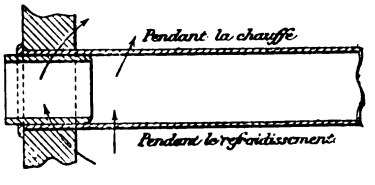
limite est dépassée, et c'est la tôle la plus chaude qui l'atteindra la première, il doit forcément arriver que la pince *am*, qui a subi un léger écrasement à chaud, se trouvera courte après refroidissement; la couture s'ouvrira légèrement et le matage fuira, en sorte qu'on devra le refaire. Après plusieurs opérations du même genre, il n'est pas rare qu'il se produise en *am* une cassure, soit au refroidissement, soit pendant la chauffe si le courant d'air froid de la porte peut atteindre la couture *ab*.

Des cassures de ce genre se produisent souvent aussi aux portes de foyer ou à la rivure des pièces rapportées sur les foyers. Il s'en produit également pendant le travail des tôles, lorsqu'on chauffe localement le bord percé de trous et qu'il est refroidi brusquement par un courant d'air.

Autant que possible, il faut éviter les rivures sur les foyers; mais si, par suite d'un accident, on est obligé de rapporter une pièce en cet endroit, le mieux paraît être d'interposer en *ab*, entre les deux tôles préalablement décapées, une feuille de cuivre mince. En opérant ainsi, on fait l'étanche de la pièce sans même avoir besoin de matage, et l'on assure la conductibilité entre les deux tôles, en sorte que l'écoulement de la chaleur se fait facilement et évite les températures trop élevées.

L'*assemblage d'un tube avec sa plaque de tête* se compose, dans les chau-

Fig. 9.



dières tubulaires, d'une plaque de tête, dont l'épaisseur atteint souvent 20^{mm} dans les grandes chaudières, d'un tube mandriné dans la plaque, puis rivé,

et généralement d'une bague mandrinée, c'est-à-dire forcée dans le tube (*fig.* 9).

Le tout est fortement chauffé par rayonnement et par convection, non-seulement par la face de la plaque de tête tournée du côté du foyer, mais encore par l'intérieur du trou dont elle est percée, et n'est refroidi que par la face de la plaque de tête tournée vers l'eau. Le rapport de la surface de chauffe à la surface refroidie est d'environ $\frac{1,33}{0,66} = 2$ dans les chaudières de torpilleurs, tandis qu'il est égal à 1 pour les flancs de foyer; on conçoit, par suite, que cette partie fatigue beaucoup plus que les autres.

Avant d'examiner ce qui se passe pendant la chauffe et au refroidissement, nous rappellerons que, lorsque deux bagues sont frettées ou mandrinées l'une sur l'autre, ou emmanchées avec serrage entre elles, ce qui en assure la tenue, il y a deux moyens de les séparer.

Premier moyen : *Desserrage élastique.* — En portant la bague extérieure à une température plus élevée que la bague intérieure, elle se dilate davantage, le serrage diminue, et il arrive un moment où l'on peut séparer les deux bagues sans difficulté. C'est ce qu'on fait pour déboucher un flacon à l'émeri, lorsqu'on frotte le goulot ou qu'on le tourne au-dessus de la flamme d'une bougie.

Si, au lieu de séparer les deux bagues, on les avait laissées l'une sur l'autre au refroidissement, le serrage se serait reproduit tel qu'il était au début : le phénomène est réversible.

Si, au lieu d'élever la température de la bague extérieure, on avait abaissé celle de la bague intérieure, on aurait obtenu les mêmes résultats.

Second moyen : *Desserrage permanent.* — En portant la bague intérieure à une température plus élevée que la bague extérieure, elle se dilate davantage, le serrage augmente; mais la limite d'élasticité de celle des deux bagues qui est la plus faible est bientôt atteinte. A partir de ce moment, la bague extérieure s'allonge, si elle est la plus faible, ou la bague intérieure s'écrase, si c'est elle qui doit céder. Le temps nécessaire pour obtenir cette déformation permanente est d'ailleurs d'autant plus long qu'on a moins dépassé la limite d'élasticité, car on sait que les molécules ne changent pas immédiatement d'équilibre.

La déformation s'arrête dès que le serrage est réduit à celui qui est compatible avec les limites de l'élasticité à la température où le métal se trouve. Si alors on cesse de chauffer l'assemblage, on constate, après refroidissement, que le serrage a diminué, ou même qu'il a complètement disparu.

Le second moyen est employé lorsque le premier n'a pas réussi; par exemple, pour retirer une manivelle de dessus son arbre. Après avoir chauffé la manivelle, si elle ne veut pas sortir à chaud, on continue à chauffer forte-

ment l'arbre et la manivelle, puis on arrose celle-ci, en ayant soin de ne pas arroser l'arbre, ce qui revient à chauffer l'arbre plus que la manivelle. Si la manivelle ne sort pas après refroidissement, on peut essayer à nouveau le premier moyen, qui réussira par suite de la diminution du serrage initial.

La plaque de tête des chaudières tubulaires, découpée de trous pour le passage des tubes, peut être considérée comme composée d'éléments entourant chacun d'eux. L'assemblage du tube et de la plaque se compose alors de trois ou de deux épaisseurs, suivant qu'il est bagué ou non. Le tout est traversé par un flux de chaleur, qui se dirige dans un sens pendant la chauffe, et en sens inverse, comme le représente le croquis, pendant la période de refroidissement, alors que l'eau de la chaudière est plus chaude que l'air qui la traverse.

Les phénomènes qui se produisent dans la pratique sont assez variés, mais ils s'expliquent, pour la plupart, par les considérations indiquées plus haut.

I. *Serrage et desserrage élastique.* — Il n'est pas rare que quelques tubes fuient légèrement au repos ou à l'allumage, et s'étanchent en marche parce que la bague et le tube se dilatent plus que la plaque de tête et établissent un serrage.

Si l'on met bas les feux trop brusquement, le tirage amène un courant d'air froid sur les tubes qui se contractent et se détachent de la plaque de tête; cet effet peut être élastique ou permanent suivant le cas, le passage de l'eau tend d'ailleurs à le rendre permanent.

II. *Desserrage permanent.* — 1. Avec une plaque à tubes, épaisse, en fer et, par suite, très résistante :

1° « La tenue des tubes en fer raboutés en cuivre fort et non bagués est très mauvaise. Ces tubes ne peuvent résister convenablement à une seule chauffe; à 227^{kg}, fuites abondantes (1). »

Le tube, plus chauffé, plus dilatable et moins résistant que la plaque de tête s'écrase à chaud et diminue de diamètre.

Des tubes raboutés en cuivre rouge épais ont, au contraire, donné de bons résultats dans des foyers de locomotive dont la plaque de tête était en cuivre rouge comme les tubes.

2° Avec des tubes en fer et des bagues relativement faibles, celles-ci s'écrasent à chaud et diminuent de diamètre : « après une chauffe active, on peut arracher, sans efforts, nombre de bagues ».

3° Avec des tubes raboutés en cuivre et munis de bagues robustes, « les tubes se sont comportés d'une manière très satisfaisante ». Le cuivre, métal malléable et bon conducteur, facilite l'écoulement de chaleur et peut s'écraser légèrement entre la plaque de tête et le tube, de façon à régler le serrage.

---

(1) Les parties entre guillemets sont extraites de divers rapports.

Cette disposition se rapproche de celle qui est employée sur les locomotives américaines où le tube en fer est garni extérieurement d'une bague mince en cuivre rouge; mais, sur ces locomotives, on a soin en même temps de réduire autant que possible l'épaisseur de la plaque de tête.

2. Avec une plaque à tubes en cuivre, et par suite assez peu résistante :

1° Les tubes raboutés en cuivre rouge épais, sans bagues, ont été employés avec succès par plusieurs Compagnies de chemin de fer.

2° Avec des tubes raboutés en cuivre rouge et des bagues en fer robustes. Ces bagues sont plus résistantes que les tubes et la plaque de tête, le serrage initial du tube dans celle-ci diminue à mesure que l'activité de la combustion augmente et le trou de la plaque de tête s'agrandit. Au refroidissement, on constate que le tube a du jeu dans la plaque et qu'il est très serré sur la bague par suite de la différence de dilatation des deux métaux qui a plus d'influence que leur différence de température.

Lorsque le trou de la plaque de tête est agrandi, un refroidissement complet n'est pas nécessaire pour que les fuites se produisent: un ralentissement dans la production, l'arrêt brusque du ventilateur, peuvent suffire. Dans ce cas, le rayonnement de la grille continue à se faire sentir sur la plaque de tête, tandis que le courant de gaz chaud dans le tube s'arrête et occasionne un refroidissement notable. L'ouverture de la porte de foyer ou même les variations de tirage, qui ont lieu dans la pratique, suffisent même quelquefois pour déterminer des fuites, et on a constaté que certaines chaudières ne résistaient que deux heures à une chauffe très active, tandis qu'elles pouvaient supporter trois heures et plus des chauffes de moins en moins poussées; passé ce temps, les fuites se produisent en marche.

Il arrive quelquefois que le serrage initial, sans être complètement détruit, est extrêmement réduit; les tubes peuvent alors fuir pendant la période de refroidissement où ils sont moins chauds que la plaque de tête et redevenir étanches après refroidissement complet, alors que la température est uniforme dans tout l'appareil. Cet effet a été constaté, même en prenant de grandes précautions pour le refroidissement.

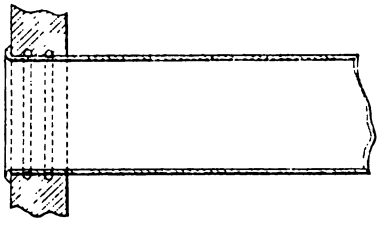
Tout ce qui précède montre l'influence des dilatations transversales sur les fuites de tubes; mais elles ne sont pas seules en cause, il faut encore tenir compte des déformations de la plaque de tête. M. Yarrow a montré, par des expériences directes, qu'une plaque de tête épaisse, en se bombant, et par suite de la différence de température de ses deux faces, pouvait déformer l'extrémité du tube et lui donner une forme tronconique.

On diminue notablement la fatigue de la plaque de tête et de l'emmanchement des tubes en les protégeant contre le rayonnement de la grille : à l'aide d'une voûte, d'un bouilleur Tembrinck ou de deux rangs de tubes Field.

M. Caraman a imaginé un mode d'assemblage des tubes avec la plaque de tête qui a donné des résultats bien supérieurs à ceux des dispositions adoptées jusqu'ici.

Un appareil analogue au dudgeon permet de creuser dans l'intérieur du trou de la plaque de tête deux petites gorges dans lesquelles on introduit un anneau en laiton et un anneau en maillechort; il est bon de noter que l'outil ne fait pas de bavures. On introduit le tube et on le mandrine sur les bagues qui s'incrustent, partie dans le tube et surtout dans la plaque de tête (*fig.* 10).

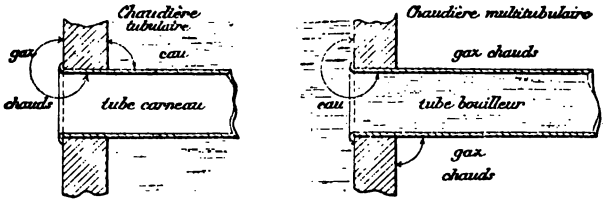
Fig. 10.



L'expérience montre que les tubes ainsi posés offrent une très grande résistance à l'arrachement et se comportent parfaitement à l'action du feu.

Les générateurs multitubulaires sont dans des conditions bien meilleures que les chaudières tubulaires, au point de vue des emmanchements des tubes. La simple inspection de la *fig.* 11 montre que le métal est bien mieux

Fig. 11.



rafraîchi dans les premiers que dans les seconds; aussi peut-on pousser la combustion sans crainte et mettre bas les feux sans prendre de précautions spéciales. Ces appareils ne sont pourtant pas absolument exempts de fuites aux emmanchements des tubes, mais elles tiennent à d'autres causes plus faciles à éviter.

Effets généraux. — Dans les chaudières à foyer intérieur et tubes dans le prolongement (cylindriques, locomotives), l'ensemble de la surface de chauffe est porté, par le flux de chaleur qui le traverse, à une température bien plus élevée que celle de l'enveloppe qui l'entoure; il en résulte des effets de poussée considérables qui fatiguent les assemblages et occasionnent des déformations (bombement des fonds, cintrage des tubes, etc.), et qui, s'ils ne sont généralement pas une cause directe de fuites, en favorisent du moins la production.

Dans les chaudières de locomotive, les deux faces de la lame d'eau qui enveloppe le foyer se dilatent inégalement; les entretoises qui les relient sont

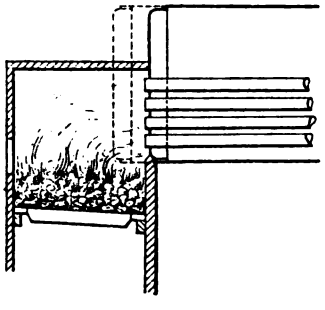
obligées de s'obliquer, et le ciel de foyer monte en se rapprochant de la partie supérieure de l'enveloppe.

Les expériences directes de M. Yarrow ont même permis de mesurer ces effets.

Il est essentiel, dans les chaudières auxquelles on demande une production active, d'éviter de relier d'une façon trop rigide les parties soumises à des températures différentes et d'employer tous les moyens possibles pour faciliter les dilatations. Les foyers Fox et les boîtes à feu à soufflet, établis dans cet ordre d'idées, donnent d'excellents résultats en marine; pour les foyers de locomotive, le cadre placé à la partie inférieure est avantageusement remplacé par un bord rabattu sur la tôle de foyer et relié à l'enveloppe par une cornière extérieure.

Le chemin de fer de Buda-Pesth ayant voulu remplacer la boîte à feu ordinaire des locomotives par un foyer en maçonnerie, pour éviter les lames d'eau entretoisées, il a été impossible d'empêcher les tubes de fuir, tant qu'on a maintenu, à sa place habituelle, la plaque de tête de la boîte à feu; sa dilatation était limitée par l'enveloppe cylindrique dont la température se trouvait peu élevée et elle subissait des déformations permanentes considérables; il a suffi d'avancer le corps cylindrique dans le foyer (*fig.* 12) pour assurer la libre

Fig. 12.



dilatation de la plaque de tête et éviter complètement les fuites. Cet exemple est caractéristique et explique l'insuccès de certaines chaudières marines essayées en Angleterre; elles étaient basées sur le même principe que la locomotive de Buda-Pesth, mais il n'était pas possible d'employer le même remède : aussi a-t-on dû les débarquer.

Les chaudières multitubulaires s'intitulent souvent aussi chaudières à dilatation libre, et, en effet, elles se prêtent généralement mieux que les autres aux dilatations de l'ensemble du faisceau tubulaire.

Résumé. — En résumé, le flux de chaleur qui traverse les parois de la chaudière a pour résultat d'élever sa température d'autant plus que la face intérieure est moins bien refroidie (pression élevée, dépôts, etc.) et d'établir entre les deux faces une différence de température qui augmente avec :

1° La quantité de chaleur transmise ;

2° L'épaisseur du métal, et dans le cas de plusieurs épaisseurs (doublures, assemblages), il faut convertir en épaisseur de métal la couche isolante d'oxyde qui les sépare ;

3° La température moyenne du métal qui influe sur la conductibilité.

L'élévation de température du métal modifie ses propriétés, diminue sa résistance, son élasticité et sa conductibilité, et produit des différences de dilatation qui sont sans inconvénient tant qu'elles ne produisent que des déformations élastiques.

Les accidents produits par la chauffe sont de deux sortes : ils tiennent, soit à ce que le métal perd sa résistance à la pression (bosses, déchirures, fusion), soit à ce que les déformations qui se produisent dépassent les limites de l'élasticité; cet effet se produit surtout aux assemblages et occasionne des fuites ou même des cassures ou des déchirures.

Pour éviter ces inconvénients, on ne doit employer dans la construction des chaudières que des métaux de première qualité; le tracé doit être étudié de manière à donner à l'appareil toute l'élasticité désirable, et la construction, celle des assemblages surtout, doit être exécutée avec le plus grand soin.

Les conditions à exiger des métaux employés sont : l'élasticité, la conductibilité et une dilatation modérée, même à une température élevée [1] et surtout un rapport convenable entre ces propriétés. Ils doivent être peu fusibles, ils ne doivent ni prendre la trempe, ni être sujets à voir leur composition altérée par la chaleur.

En exécutant les assemblages, on doit réaliser entre les diverses parties un contact intime de façon à assurer, non seulement l'étanchéité, mais encore la conductibilité. L'oxyde, qui a l'avantage d'étancher les fuites, a le grave inconvénient de nuire à la conductibilité, et devient dangereux dans les parties exposées à une température élevée.

III. — Du volume intérieur.

C'est à l'intérieur de la chaudière que se produit la transformation de l'eau en vapeur qui s'emmagasine à une pression réglée par les soupapes de sûreté.

La vaporisation a généralement lieu au contact de la surface de chauffe, mais elle s'opère d'une façon irrégulière : la vapeur prend naissance en certains points de préférence à d'autres, les bulles qui se dégagent sont parfois très petites, d'autres fois, elles acquièrent un volume considérable; la température elle-même subit des oscillations de plusieurs degrés, comme on peut s'en assurer.

---

[1] Voir à ce sujet les intéressantes études de M. Le Chatelier, Ingénieur des constructions navales de la marine, relatives à l'influence de la chaleur sur les propriétés mécaniques des métaux.

Ces anomalies ne sont pas encore entièrement expliquées et leur étude présenterait de l'intérêt au point de vue de la régularité du fonctionnement des appareils. Les causes des ébullitions tumultueuses qui occasionnent des entraînements d'eau, notamment, sont encore mal connues.

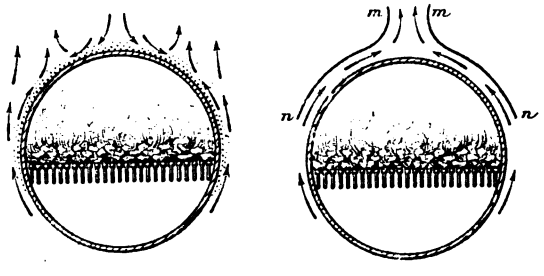
La circulation de l'eau sur les surfaces de chauffe est un point essentiel pour les chaudières marines, surtout lorsqu'on veut pousser la combustion et lorsque le volume d'eau est très faible. Elle doit être parfaitement assurée dans toutes les circonstances de la navigation, avec de la bande, du roulis, pendant les girations sous l'action de la force centrifuge qui occasionne parfois des entraînements d'eau.

Pendant la période d'allumage, la circulation résulte de l'échauffement de l'eau, et, comme les liquides sont mauvais conducteurs de la chaleur, les parties situées au-dessous de la surface de chauffe restent froides si l'on n'y prend garde. Cet effet est très prononcé sur les chaudières à foyer intérieur et à tubes dans le prolongement; il en résulte, entre la partie haute et la partie basse, des différences de dilatation qui font prendre à l'enveloppe de la chaudière une courbure prononcée et qui peuvent nuire à l'étanchéité des coutures rivées [1].

Pendant la période de vaporisation, la circulation devient plus active, à cause du grand pouvoir ascensionnel des bulles de vapeur; il importe que les courants soient bien dirigés et que, dans le mélange d'eau et de vapeur, sorte de mousse qui rafraîchit les surfaces de chauffe, l'eau soit toujours en proportion suffisante. La vitesse de circulation de l'eau sur le métal est généralement un point important pour assurer son refroidissement et détacher les bulles de vapeur qui, sans cela, peuvent faire un matelas isolant sur les surfaces de chauffe.

La production de bosses sur les foyers intérieurs peut être attribuée, en

Fig. 13.



partie, au défaut de circulation sur ces gros tubes qui se trouvent plongés en pleine eau. Il semble probable que l'addition d'écrans disposés en *mn* (*fig.* 13)

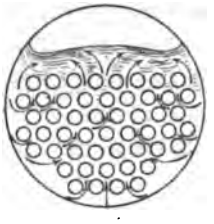
[1] M. Fletcher a fait de nombreuses observations sur les différences de température au plan de vaporisation et au bas de l'eau, dans des chaudières du Lancashire et de Galloway; ces intéressants résultats sont consignés dans son remarquable travail intitulé : *Red hot furnace crown experiments.*

autour du foyer activerait la circulation, empêcherait un retour d'eau au centre et assurerait un refroidissement plus complet de la tôle.

Dans le faisceau tubulaire des chaudières de locomotive, l'eau monte au centre et redescend le long des parois ; il est essentiel de ménager entre celles-ci et les tubes un passage suffisant, sans quoi les surfaces sont mal rafraîchies (*fig.* 14). On peut citer, comme exemple, un accident présentant le caractère d'un coup de feu, arrivé sur une chaudière qui n'avait pas manqué d'eau, mais où le corps cylindrique était tellement bourré de tubes qu'ils touchaient les têtes de rivets destinés à assembler les viroles de l'enveloppe ; les tubes et la plaque de tête, mal rafraîchis, avaient subi des dilatations exagérées. M. Normand, pour faciliter le dégagement de la vapeur et l'arrivée de l'eau, étrangle les tubes dans le voisinage de la plaque de tôle.

Dans les chaudières multitubulaires, la circulation est mieux guidée et plus assurée que dans les autres. Pour se rendre compte de l'activité de la circulation dans un tube Field, il suffit de se rappeler que : « Une bulle de vapeur, en s'élevant dans un liquide, développe un travail sensiblement équivalent à celui que produirait le même volume de liquide en tombant d'une hauteur

Fig. 15.



égale à celle dont la bulle s'est élevée. » Bien qu'une partie seulement de ce travail soit utilisée, il suffit, pour assurer une circulation très active. Dans le tube Thirion, qui n'utilise que la différence des densités des deux colonnes liquides, le mouvement de l'eau est encore très rapide. Dans les tubes inclinés, la vapeur s'élève le long de la génératrice supérieure, tandis que l'eau reste à la partie inférieure, la vapeur n'a donc plus la même efficacité pour communiquer à l'eau son mouvement et il peut même arriver que les courants d'eau et de vapeur soient dirigés en sens inverse. En étudiant [1] ce qui se passe dans un tube en U dont la partie inférieure est inclinée et forme surface de chauffe, on trouve que :

L'activité de la circulation	augmente avec	la hauteur de la charge,
		la surface de chauffe ;
	diminue quand la section augmente.	
La proportion de vapeur contenue dans le mélange eau et vapeur	diminue quand augmentent	la hauteur de chauffe,
		la section ;
	augmente avec la surface de chauffe.	

(1) *Étude relative aux générateurs tubulaires ;* 2 novembre 1889. (*Mémorial du Génie maritime.*)

La hauteur de charge ou hauteur des tranches verticales de l'U est donc toujours favorable au bon fonctionnement des chaudières à tubes inclinés, et il est essentiel que le retour d'eau et le dégagement de vapeur soient bien séparés. Les appareils composés de tubes inclinés en forme de V, dont les deux branches aboutissent dans une lame d'eau unique, servant à la fois au dégagement de vapeur et au retour d'eau, et qui donnent de bons résultats à terre, ne paraissent pas avoir une circulation assez bien assurée pour donner satisfaction en marine, dans les circonstances variées de la navigation, surtout avec un tirage très actif.

L'expérience montre que, dans les tubes inclinés, terminés par deux branches verticales, comme ceux dont nous venons de parler, la production de vapeur n'est généralement pas bien continue : la température de l'eau varie de 2° à 3°; par moments, la chaleur s'emmagasine, en partie au moins, dans le métal de la surface de chauffe, puis il y a une production abondante de vapeur, et, dans ces moments, il arrive que des bulles s'échappent par la partie inférieure du tube.

Ces alternatives doivent tenir en partie à ce que le point d'ébullition de l'eau varie dans certaines limites, suivant les conditions où se trouve le liquide.

Une circulation active, en renouvelant rapidement l'eau sur les surfaces de chauffe, rend plus difficile la formation de dépôts en cet endroit; on a, d'ailleurs, soin de réserver à la partie inférieure des colonnes ascendantes et descendantes un certain volume où les matières en suspension peuvent se déposer et d'où il est facile de les extraire en faisant extraction.

La qualité de l'eau d'alimentation mérite une attention toute spéciale pour les chaudières à grande production, et les compagnies de chemins de fer y attachent une grande importance pour leurs locomotives.

Les matières grasses ou salines et les parcelles de cuivre apportées par l'eau d'alimentation ne sont pas entraînées par la vapeur, elles restent dans la chaudière, où elles ont de nombreux inconvénients :

Elles peuvent former un enduit isolant sur les surfaces de chauffe;

Elles peuvent se décomposer et mettre en liberté des matières acides (sels de magnésie, etc.), qui attaquent le fer;

Les parcelles de cuivre peuvent occasionner des piqûres.

Pour éviter ces inconvénients, on emploie différents moyens.

Il est bon de filtrer les eaux d'alimentation.

La solubilité de la plupart des sels contenus dans l'eau diminue rapidement quand la température s'élève, et, en échauffant brusquement le liquide, ils donnent un précipité pulvérulent qui se dépose sous forme de boue et dont on se débarrasse facilement en faisant extraction. Ce procédé réussit très bien, pour les carbonates, sur les chaudières à haute pression; les résultats paraissent moins complets pour les sulfates.

On peut employer de l'eau de chaux pour combattre les acides qui peuvent se produire.

Les parcelles de cuivre paraissent se porter en grande partie sur le zinc, quand on le met dans les chaudières.

Le professeur Vivian B. Lewes [1] a indiqué un moyen simple pour précipiter tous les sels de chaux et de magnésie contenus dans l'eau de mer : il suffit de la chauffer à une température de 110°, dans un vase séparé, avec 3^{kg} environ de carbonate de soude par tonne d'eau pour obtenir ce résultat.

Le moyen le plus sûr, pour éviter l'introduction dans les chaudières marines des sels contenus dans l'eau de mer, consiste à distiller celle-ci, comme on le fait maintenant sur beaucoup de navires; mais il faut, en même temps, s'assurer que le condenseur à surface est parfaitement étanche et ne donne lieu à aucune fuite.

IV. — Des causes qui limitent la puissance.

Tirage. — Dans la première partie de ce travail, nous avons vu l'influence du tirage sur les phénomènes dont le foyer et les carneaux qui lui font suite sont le siège.

C'est lui qui règle l'activité de la combustion :

$$h = \alpha P^2 \qquad \text{ou} \qquad P = \sqrt{\frac{h}{\alpha}}.$$

Il est nécessaire pour améliorer la combustion, car la plupart des moyens employés (retour de flamme, tembrinck) augmentent la résistance à l'écoulement des gaz et, par suite, dépensent du tirage.

Il est également nécessaire pour bien refroidir les produits de la combustion sans ralentir son activité, car plus le rapport de la surface de chauffe à la surface de grille est considérable, plus il faut de tirage (allongement des tubes).

Le tirage a donc une influence prépondérante sur la production et même sur l'utilisation des chaudières : c'est la cause principale de leur puissance.

Faute de tirage, on est condamné à restreindre le parcours de la flamme pour ne pas trop diminuer l'activité de la combustion, et l'on n'obtient la puissance qu'au détriment de l'utilisation.

Il est donc essentiel, pour obtenir une chaudière puissante, de disposer d'un tirage énergique, c'est-à-dire d'avoir recours au tirage artificiel. Pour les navires de guerre, les organes de tirage, vu leur importance, doivent être installés dans la partie protégée du navire.

Combustible. — Un tirage énergique permet d'obtenir une combustion

---

[1] *Engineering*, 26 avril 1889.

très active, mais la puissance du foyer se trouve limitée par la nature du combustible lui-même.

Plus on brûle de charbon par mètre carré de grille, et plus celle-ci s'encrasse promptement. La température de la couche de combustible augmente, les mâchefers sont sujets à fondre, à se coller sur les grilles ou à couler en soudant les barreaux entre eux; en sorte que, plus la combustion est active, plus le charbon doit être pur et les cendres infusibles.

Un tirage très actif a aussi pour résultat d'entraîner les petits morceaux de coke qui se trouvent sur la grille, surtout lorsque ce coke est léger; avec un tirage de 15^{cm} à 20^{cm} d'eau, c'est une gerbe d'escarbilles incandescentes qui s'échappent par la cheminée.

Conduite. — Plus l'activité de la combustion augmente, plus la chauffe doit être soignée : charges fréquentes, ouverture et fermeture rapides des portes de foyer, alimentation régulière, et plus aussi cette chauffe est pénible et difficile, car on distingue moins facilement dans quel état se trouve la grille.

Il en résulte qu'on n'a pas toujours intérêt à pousser la combustion lorsqu'on dispose d'un personnel peu expérimenté, car, au lieu d'utiliser le charbon, on le distille ou bien on confectionne de l'oxyde de carbone.

Le meilleur moyen de diriger les chauffeurs consiste à leur indiquer le tirage à employer et à leur fixer la quantité de charbon à dépenser ainsi que l'espacement des chargements.

Pour une surface de chauffe donnée, il y a intérêt à ce que les grilles soient aussi grandes que possible, et c'est un avantage de certains générateurs multitubulaires de se prêter, lorsque la hauteur est suffisante, à utiliser toute leur projection horizontale en surface de grille; les chaudières tubulaires à haute pression ne permettent pas d'obtenir ce résultat.

Utilisation. — Pour les chaudières tubulaires, l'utilisation diminue peu quand l'activité de la combustion augmente, et on ne peut pas dire que cette diminution soit une cause qui limite la puissance des appareils; quant aux chaudières multitubulaires, elles ne sont pas encore très bien connues à ce point de vue, et il n'a pas été fait d'expériences aussi complètes que pour la chaudière de locomotive; mais, en général, la décroissance de l'utilisation paraît plus rapide, probablement parce que les surfaces de chauffe ne travaillent pas aussi également.

Dans la deuxième partie, nous avons examiné les avaries qui résultent de la chauffe par suite de dilatations exagérées, d'un défaut d'élasticité ou de conductibilité.

Dans la troisième, nous avons signalé l'importance d'une circulation active, de la qualité de l'eau d'alimentation et aussi d'un bon entretien.

Les précautions à prendre pour éviter les avaries qui limitent la puissance les appareils peuvent se résumer comme suit :

Tracé. — En traçant une chaudière, on doit se préoccuper de donner un dégagement facile à la vapeur produite et d'assurer le renouvellement facile de l'eau sur les surfaces de chauffe.

L'élasticité de la construction doit être suffisante pour éviter que les dilatations donnent lieu à des poussées trop énergiques et à des déformations permanentes.

On doit éviter que le point le plus bas soit exposé au coup de feu, surtout si la circulation n'y est pas très active, car les dépôts, en tombant en cet endroit, peuvent occasionner des accidents graves.

Les assemblages constituant toujours un point faible pour la conductibilité comme pour la résistance, il convient de les soustraire au rayonnement direct de la grille qui représente une source de chaleur considérable.

Enfin, le poids par mètre carré de grille ou de chauffe est une donnée importante pour les chaudières marines, car, à bord des navires, le poids est un élément avec lequel il faut toujours compter.

Les chiffres suivants donnent une idée de ces poids pour différents types de chaudières marines :

		Rapport du poids à la surface	
	Rapport.	de grille.	de chauffe.
Collet	30	4780	160
D'Allest	32	5600	170
Belleville	50	5500	190
Retour de flamme	38	8300	220
Amirauté	35	18500	240

Construction. — La construction doit être d'autant plus soignée que la chaudière est destinée à produire davantage.

Les métaux employés doivent supporter le feu sans altération; ils doivent être résistants, élastiques et bons conducteurs; un coefficient de dilatation modérée est préférable.

Les épaisseurs, suffisantes pour la solidité, ne doivent pas être exagérées sous peine d'augmenter à la fois la raideur de la construction et la température des surfaces de chauffe, surtout dans les parties exposées au coup de feu.

Les assemblages doivent être exécutés avec le plus grand soin, le serrage initial doit être aussi uniforme que possible et on doit assurer la conductibilité calorifique entre les parties qu'ils réunissent, surtout lorsqu'ils sont exposés au coup de feu.

Alimentation. — L'eau d'alimentation doit être pure pour éviter les dépôts graisseux ou calcaires, ainsi que la présence des parcelles de cuivre ou la formation d'acide chlorhydrique.

On y arrive en employant de l'eau distillée, en filtrant celle qui vient des

bâches et en veillant à ce qu'il n'y ait pas de fuites d'eau de mer aux condenseurs.

Entretien. — L'entretien doit être d'autant plus soigné que la combustion est plus active; on doit veiller à ce qu'il ne se produise pas de dépôts et les enlever au besoin. On doit également visiter les surfaces de chauffe pour vérifier si la qualité du métal n'est pas altérée, si les assemblages résistent bien, s'il ne se produit ni fuites, ni cassures.

Résumé. — Les principales causes qui limitent la puissance des chaudières peuvent se classer de la manière suivante :

Tracé.....	Élasticité pour résister aux effets généraux de la dilatation. Dispositions des assemblages. — Épaisseurs. Poids par mètre carré de grille ou de chauffe.
Foyer	Tirage. $h = \alpha P^2$. Qualité du combustible. Habileté des chauffeurs.
Surface de chauffe...	Qualité des métaux employés. Exécution des assemblages. Propreté des surfaces de chauffe.
Volume intérieur....	Circulation d'eau et de vapeur. Qualité de l'eau d'alimentation. Dépôts intérieurs.

L'utilisation n'intervient que faiblement, excepté pour certains appareils où elle diminue trop rapidement quand la production augmente.

On peut dire que : chaque chaudière a une limite de production qu'il ne faut pas atteindre si on ne veut pas s'exposer à des accidents. Cette limite dépend du tracé et de la construction de l'appareil; elle varie avec son état d'entretien et avec la qualité du charbon employé.

En ayant soin de soustraire les assemblages au rayonnement du foyer, pour leur éviter un excès de fatigue, on arrive à construire des chaudières qui, à la condition d'être très bien entretenues, résisteront au flux de chaleur le plus intense qu'on puisse produire par la combustion de la houille sur une grille. Les chaudières de locomotive en sont la preuve.

En marine, les conditions du service sont plus dures qu'à terre : on doit se servir de combustibles variés, le fonctionnement est souvent prolongé et, par suite, l'entretien difficile; il n'est pas facile d'éviter l'introduction, dans les chaudières, de matières grasses et d'eau de mer; il en résulte qu'on doit se contenter d'une combustion modérée, relativement aux locomotives.

En 1876, nous terminions une note relative à des essais de tirage forcé en concluant qu'il était prudent de se contenter :

« I. Pour les chaudières alimentées à l'eau de mer (condensation par mélange), d'une combustion de 100^{kg} par mètre carré de grille et par heure.

» II. Pour les chaudières alimentées partie à l'eau douce et partie à l'eau de mer (condensateur par surface), d'une combustion de 130^{kg} environ par mètre-grille-heure.

» III. Pour les chaudières alimentées exclusivement à l'eau douce (condenseur à surface et distillateur pour réparer les pertes), d'une combustion de 150^{kg} à 175^{kg}. »

Les premiers chiffres (I et II) étaient plutôt exagérés, surtout pour un service prolongé; ils ont d'ailleurs peu d'intérêt maintenant, car on a généralement reconnu la nécessité de se placer dans les meilleures conditions possibles, en alimentant à l'eau douce (III). On installe également, pour purifier l'eau, des bâches, des filtres qui paraissent efficaces pour retenir les matières grasses, lorsqu'ils sont bien installés.

En résumé, les moyens d'activer le tirage, qui règle la production, ne manquent pas.

Les conditions à remplir pour le tracé et la construction des appareils ont été étudiées dans ces dernières années; elles sont bien connues maintenant et les principales difficultés paraissent résolues (foyers Fox, tubes Serve, caramanage, etc.).

La distillation et le filtrage permettent d'obtenir de bonne eau d'alimentation, ce qui simplifie l'entretien, à la condition toutefois que les condenseurs soient parfaitement étanches.

La qualité des charbons ne s'est pas modifiée, mais un grand progrès de ce côté serait réalisé si le prix du pétrole permettait d'adopter ce combustible.

L'expérience seule peut d'ailleurs indiquer la limite de combustion à atteindre dans chaque cas particulier, car elle dépend surtout de la qualité du combustible employé et de la durée des traversées qui a une si grande influence sur la conduite et l'entretien des appareils.

NOTES.

NOTE A.

Tirage.

La relation $h = \alpha P^2$ entre le tirage et la quantité de charbon brûlé par mètre carré de grille a déjà été indiquée dans une Note du 20 octobre 1876, relative à des essais de tirage forcé (*Mémorial du Génie maritime*). Elle se trouve confirmée, comme le montrent les chiffres suivants, par les remarquables expériences faites par M. Henry, Ingénieur en Chef du Matériel et de la Traction au chemin de fer de Paris-Lyon-Méditerranée :

Intensité du tirage..... / Longueur des tubes.	$h = 25^{mm}$. P.	$h = 25^{mm}$. α.	$h = 45^{mm}$. P.	$h = 45^{mm}$. α.	$h = 75^{mm}$. P.	$h = 75^{mm}$. α.	Valeur moyenne de $\alpha = \frac{h}{P^2}$.
			Foyer ordinaire.				
m	kg		kg		kg		
3.....	208	0,00058	289	0,00054	385	0,00051	0,00054
4.....	200	0,00062	274	0,00066	363	0,00058	0,00060
5.....	180	0,00077	250	0,00072	335	0,00067	0,00072
6.....	165	0,00092	233	0,00083	310	0,00078	0,00084
7.....	158	0,00100	225	0,00089	296	0,00084	0,00091
			Bouilleur Tembrinck.				
m	kg		kg		kg		
3.....	199	0,00063	270	0,00061	348	0,00061	0,00061
4.....	194	0,00066	262	0,00065	336	0,00066	0,00065
5.....	171	0,00085	236	0,00080	307	0,00077	0,00080
6.....	145	0,00118	210	0,00102	275	0,00099	0,00106
7.....	130	0,00148	197	0,00115	261	0,00110	0,00124

α augmente en même temps que la résistance opposée à l'écoulement des gaz (tembrinck, allongement des tubes), ce qui est naturel.

NOTE B.

Dissociation.

Après avoir constaté par des expériences directes que la température de combinaison de l'oxygène avec l'hydrogène à équivalents égaux n'excède pas 2500°, et, par suite, est bien inférieure à celle que calculait Péclet en supposant la combustion complète, Sainte-Claire Deville compare ce qui se passe dans la combustion aux phénomènes de production et de condensation de vapeur.

Une discussion à la fois ingénieuse et pleine de rigueur le conduit à la conclusion suivante [1] :

« De ce fait que la température de combinaison déterminée par nos moyens thermomé-

[1] *Leçons sur la dissociation*, faites à la Société chimique de Paris.

triques est inférieure à la température calculée au moyen de la chaleur spécifique et des quantités de chaleur dégagées par la combinaison de l'unité de poids des éléments mélangés, il résulte nécessairement qu'il y a une chaleur latente de combinaison, correspondant à la chaleur de condensation des vapeurs. »

Si l'on admet, avec Sainte-Claire Deville que « ce qui caractérise d'une manière précise le changement d'état, c'est qu'il s'effectue sans que le thermomètre puisse accuser le développement de chaleur qui l'accompagne », ou, autrement dit, si l'on admet que la chaleur latente caractérise le changement d'état, on est conduit à considérer le mélange tonnant, ou la vapeur dissociée, comme un quatrième état de l'eau.

Le Tableau suivant montre la succession de ces quatre états par rapport à l'échelle thermométrique et à la pression de 760^{mm} :

Nomenclature des quatre états.	Nom.	Passage d'un état au suivant.	Passage d'un état au précédent.	Période thermique de stabilité.
1er état : solide.....	Glace.	Fusion.	Solidification.	0° absolu à 0°.
2e état : liquide.....	Eau.			0° à 100°.
3e état : gazeux (combiné).	Vapeur.	Vaporisation.	Condensation.	100° à 2500°.
4e état : gazeux (dissocié).	Vapeur dissociée ou mélange tonnant.	Dissociation.	Combinaison.	2500° à ∞.

Il est bon d'ajouter que, de même que, par l'évaporation, l'eau peut commencer à se transformer en vapeur avant que la température ait atteint 100°, de même aussi la décomposition de la vapeur d'eau peut commencer à se produire à une température inférieure à 2500°, comme on l'explique plus loin.

On peut établir le parallèle suivant entre les changements d'état de la première catégorie.

Fusion.	*Vaporisation.*	*Dissociation.*
Quand 1^{kg} de glace à 0°	Quand 1^{kg} d'eau à 100°	Quand 1^{kg} de vapeur à 2500°
	se transforme en	
eau à 0°	vapeur à 100°	vapeur dissociée à 2500°
	il y a absorption de	
79 calories	537 calories	2153 calories
	de chaleur latente de	
fusion	vaporisation	dissociation

qui cesse d'être sensible au thermomètre; le changement d'état ne peut donc avoir lieu qu'en fournissant :

à la glace :	à l'eau :	à la vapeur :
79 calories.	537 calories.	2153 calories.

Et réciproquement, pour les changements d'état inverses, on peut dire :

Solidification.	*Condensation.*	*Combinaison.*
Quand 1^{kg} d'eau à 0°	Quand 1^{kg} de vapeur à 100°	Qnand 1^{kg} de vapeur dissociée à 2500°
	se transforme en	
glace à 0°	eau à 100°	vapeur à 2500°

il se dégage

79 calories	537 calories	2153 calories

de chaleur latente de

solidification.	condensation.	combinaison.

qui ne peuvent influencer le thermomètre.

Le changement d'état ne peut donc avoir lieu, les conditions de pression restant invariables, que si l'on enlève au mélange :

Eau et glace à 0° :	Vapeur et eau à 100° :	Vapeur dissociée et vapeur à 2500° :
79 calories.	537 calories.	2153 calories.

L'analogie peut être poussée plus loin entre les deux derniers changements d'état. Tous deux sont accompagnés d'un changement de volume considérable (2 volumes de vapeur d'eau donnent 2 volumes de gaz tonnant). La dissociation ou combinaison ne met en présence que des éléments gazeux, vapeur et vapeur dissociée, en sorte que la pression totale du mélange, égale à la pression extérieure, résulte des pressions partielles de chaque élément. Le changement précédent, vaporisation ou condensation, au contraire, met en présence un élément liquide, l'eau, et un mélange gazeux, la vapeur : il en résulte que la pression de cette dernière devrait toujours être égale à la pression extérieure; pour que les deux changements d'état soient dans des conditions plus comparables, nous ajouterons à l'eau un gaz inerte, comme l'azote, qui permettra à la tension des vapeurs émises par le liquide d'être toujours en rapport avec la température de ce dernier, la pression extérieure restant toujours constante.

Considérons un long tube dont la première partie est chauffée et la seconde refroidie, et établissons un parallèle entre les phénomènes qui se passent dans ce tube lorsqu'on lance à l'intérieur :

1° Un courant d'eau liquide et d'azote;

2° Un courant de vapeur d'eau.

Courant d'eau.	*Courant de vapeur.*

Lorsque dans un long tube plongé dans une source de chaleur à une température bien supérieure à

100°	2500°,

on fait passer un courant

d'eau et d'azote à 0°	de vapeur à 100°

sous une pression constante égale à l'atmosphère, la matière qui compose le courant absorbe de plus en plus de chaleur, qui a pour résultat :

1° d'échauffer l'eau et l'azote,	1° de surchauffer la vapeur,

effet sensible au thermomètre.

2° de vaporiser une partie de l'eau, la tension de vapeur est constamment en rapport avec la température de l'eau.	2° de dissocier une partie de la vapeur, la tension de dissociation est constamment en rapport avec la température de la vapeur.

La chaleur latente ne peut être accusée par le thermomètre.

Lorsque la température est arrivée à

100°	2500°

toute la chaleur absorbée est employée à

vaporiser de l'eau	dissocier de la vapeur

sans changement de la température du courant jusqu'à ce que

toute l'eau soit vaporisée;	la tension de dissociation ait atteint 426^{mm};

Si le tube chaud n'est pas assez long pour que cette limite soit atteinte et qu'à la suite du tube chaud soit un tube froid à une température bien inférieure à

0°	100°

les phénomènes inverses se produisent, savoir :

Les matières qui composent le courant perdent des calories qui sont entièrement fournies par la chaleur latente

de la vapeur qui se condense,	de la vapeur dissociée qui se combine;

la température ne change pas jusqu'à ce que la température du courant descende un peu au-dessous de

100°,	2500°,

à partir de ce moment la température descend et la chaleur perdue est fournie :

1° Par la chaleur sensible du courant; 2° Par la chaleur latente de la vapeur qui se condense.	1° Par la chaleur sensible du courant; 2° Par la chaleur latente de la vapeur qui se combine,

jusqu'à ce que la température soit redescendue à

0°.	100°.

Ce parallèle indique la marche des phénomènes observés par Sainte-Claire Deville; il permet également de se faire une idée de ce qui se passe dans une chaudière chauffée à l'hydrogène et munie d'un foyer enveloppé de maçonnerie.

La combustion dans le foyer où le combustible fournit lui-même la chaleur en produisant de la vapeur d'eau correspond à la première période, et le refroidissement au contact de la surface chauffée, à la deuxième période.

On voit d'abord que la température du foyer ne saurait dépasser 2500°, puisque, lorsque de la vapeur d'eau à cette température reçoit un excès de chaleur, elle se dissocie.

On voit également que, lorsque la combustion a porté la température du foyer à la limite fixée par les lois des équilibres chimiques, elle s'arrête forcément et ne peut se continuer qu'à mesure que les gaz perdent de la chaleur. Le calorique perdu se trouve ainsi remplacé, en sorte que la température varie peu, jusqu'à l'achèvement de la combustion; à partir de ce moment elle s'abaisse rapidement.

On constate encore que la vapeur dissociée, ou le mélange tonnant porté à une température très élevée, se combine très facilement quand il se refroidit, c'est même ce qui explique qu'on ait été si longtemps avant de s'apercevoir que la vapeur d'eau et divers autres composés se dissociaient à haute température. Ce fait montre également les précautions qu'il faut prendre pour analyser les gaz d'un foyer ou plus généralement d'une enceinte à une température très élevée; si l'on se contente, comme on le fait d'ordinaire,

de puiser les gaz à analyser à l'aide d'un tube métallique, ils se refroidissent lentement en traversant ce tube, leur composition peut se modifier et altérer les résultats constatés.

Pour que l'analyse donne réellement l'état du foyer, il est nécessaire d'empêcher la composition des gaz de varier en les refroidissant brusquement, comme le faisait Sainte-Claire Deville avec son tube à circulation d'eau. En opérant ainsi, on saisit le phénomène sur le fait et les résultats obtenus permettent de suivre les progrès de la combustion.

NOTE C.

RÉSULTATS DES EXPÉRIENCES FAITES PAR M. GEOFFROI, AU CHEMIN DE FER DU NORD.

		COMPARTIMENTS					
		1.	2.	3.	4.	5.	TOTAL.
Longueur des tubes.....		Foyer + 0,12	+ 0,92	+ 0,92	+ 0,92	+ 0,92	Foyer + 3m,80
Surface de chauffe	Tous les tubes...	7mq,14	16,66	16,66	16,66	16,66	73,78
	Moitié des tubes.	6,37	8,31	8,31	8,31	8,31	29,61

Tirage en millimètres d'eau.	Charbon brûlé par mètre-grille-heure.	Mètre de chauffe	Eau vaporisée par heure et par Kilogr. de charbon.	Mètre de chauffe.	Kilogr. de charbon.	Mètre de chauffe.	Kilogr. de charbon.	Mètre de chauffe.	Kilogr. de charbon.	Mètre de chauffe.	Kilogr. de charbon.	Mètre. de chauffe.	Kilogr. de charbon.
						Coke. — Tous les tubes ouverts.							
20...	233	97	3,51	27	2,28	12	0,98	6	0,52	4	0,29	20	7,60
40...	349	128	3,09	38	2,15	18	1,02	10	0,58	6	0,35	29	7,20
60...	388	141	3,06	49	2,46	25	1,28	14	0,72	9	0,46	36	8,00
80...	428	142	2.81	52	2,43	27	1,26	16	0,72	11	0,50	37	7,78
100...	411	115	2,35	52	2,45	28	1,33	17	0,79	12	0,57	36	7,51
Moyenne.	361,8	125	2,964	36	2,35	22	1,17	13	0,66	8	0,43	32	7,60
						Briquettes. — Tous les tubes ouverts.							
20...	254	115	3,80	26	2,02	12	0,93	7	0,50	4	0,31	29	7,58
40...	396	150	3,17	37	1,84	20	0,99	11	0,52	7	0,35	31	6,89
60...	493	187	3,18	54	2,13	22	1,11	18	0,69	12	0,46	43	7,59
80...	547	209	3,22	48	1,73	25	0,89	16	0,56	12	0,41	43	6,83
100...	522	190	3,05	68	2,56	33	1,26	21	0,79	14	0,51	49	8,18
Moyenne.	442	170	3,17	47	2,05	22	1,03	14	0,61	10	0,40	39	7,41
						Briquettes. — La moitié des tubes bouchés.							
20...	207	129	4,67	44	2,07	19	0,92	10	0,49	6	0,30	38	8,46
40...	325	147	3,37	62	1,87	30	0,90	17	0,50	10	0,32	49	6,96
60...	377	193	3,83	79	2,06	39	1,02	24	0,63	16	0,41	64	7,95
80...	424	212	3,76	88	2,04	40	1,06	26	0,60	18	0,42	71	7,89
100...	452	218	3,61	102	2,22	52	1,12	32	0,68	23	0,50	79	8,12
Moyenne.	357	180	3,84	75	2,05	37	1,00	22	0,58	15	0,39	60	7,87

DE LA

RÉPARTITION DES TEMPÉRATURES

DANS LES CHAUDIÈRES A HAUTE PRESSION

ET DES MOYENS DE L'ÉGALISER,

PAR M. J. AUSCHER,
Ingénieur des Constructions navales.

I. — DE LA RÉPARTITION DES TEMPÉRATURES.

L'étude de la répartition des températures aux divers points d'une chaudière, pendant la mise en pression, présente un intérêt tout particulier depuis que l'emploi des hautes pressions est devenu général.

Nous ne parlons pas, bien entendu, des chaudières multitubulaires, dont l'usage se répand de plus en plus aujourd'hui. Dans ces dernières, les diverses parties de l'appareil prennent rapidement une température uniforme, à cause du faible volume de la masse liquide et de la circulation que l'élévation de température y détermine naturellement. Les inégalités de température ont, du reste, peu d'inconvénients dans les chaudières de ce système, formées en général d'éléments flexibles et facilement déformables.

Nous ne nous occuperons donc ici que des chaudières tubulaires à grand volume d'eau, d'un usage courant sur les paquebots et sur un grand nombre de navires de guerre.

Beaucoup d'entre elles ont donné de graves mécomptes, soit pendant les essais, soit en cours de service. Ces mécomptes doivent être attribués, pour une grande part, aux écarts de température que subissent les diverses parties de la chaudière pendant la mise en pression et pendant les premières heures de chauffe. Ce n'est qu'au bout d'un temps plus ou moins long que l'écart entre les températures des parties supérieure et inférieure de la chaudière devient nul ou du moins très faible, comme on l'a reconnu maintes fois, surtout depuis qu'on expérimente les chaudières à chaud, avant leur embarquement.

Nous citerons, par exemple, le cas des chaudières à trois foyers, à tubes en retour du *Jean-Bart*.

Nous avons constaté que la partie inférieure reste froide pendant toute la durée de la mise en pression et pendant une partie de la chauffe sous la pression du timbre ($9^{kg},5$). Ce n'est qu'au bout de cinq à six heures qu'elle commence à se réchauffer. La zone de séparation des parties chaude et froide est nettement accusée. Elle a à peu près $0^{m},10$ de hauteur et se trouve, pendant les trois premières heures environ à hauteur des grilles des foyers latéraux.

Sur des chaudières du type Amirauté, à deux ou trois foyers (*Davout, Neptune*), nous avons relevé, au bout de cinq heures de chauffe, 185° à la partie haute et 60° seulement à la partie basse, avec une zone étroite de séparation brusque dans la région située à hauteur des grilles.

Il convient d'insister sur ce fait que la fatigue considérable que subissent ces chaudières n'est pas due spécialement aux différences de température des parties haute et basse de l'appareil, mais bien à l'existence d'une zone intermédiaire, séparant nettement une région uniformément chaude d'une autre complètement froide. On conçoit, en effet, que, si les températures croissaient d'une *manière uniforme* depuis la génératrice inférieure jusqu'à la génératrice supérieure, il n'en résulterait pour la chaudière aucune fatigue spéciale, chaque génératrice prenant alors l'allongement qui correspond à sa température.

A partir du moment où la température devient uniforme, les tôles ne supportent plus que la pression intérieure de la vapeur; mais il n'en est pas moins vrai que la chaudière a subi, pendant toute cette période préliminaire, des efforts anormaux qui se traduisent en général, dès les premières chauffes, par des fuites plus ou moins graves.

Certaines chaudières, d'une confection très soignée, ont pu, à la vérité, supporter ces écarts de température sans donner lieu à des fuites. Mais les diverses parties de l'appareil n'en ont pas moins subi des dilatations inégales qui fatiguent la chaudière. Pendant les premières chauffes, cette fatigue peut se produire sans déterminer de fuites, si les tôles sont parfaitement accostées; mais ces déformations répétées doivent nécessairement altérer les assemblages, si soignés qu'ils puissent être. Aussi croyons-nous que des fuites se produiront inévitablement en cours de service, toutes les fois qu'on n'aura pas pris de dispositions spéciales pour supprimer ou, tout au moins, pour atténuer, dans une large mesure, les inégalités de température.

Nous devons cependant faire une exception pour les chaudières du type locomotive pour lesquelles les écarts de température sont beaucoup plus réduits et ne paraissent pas susceptibles de nuire à la solidité et à l'étanchéité de l'appareil.

Cette différence s'explique si l'on remarque que les chaudières de ce système ne comportent, dans la région du foyer, qu'un volume d'eau insignifiant

en contre-bas de la grille et que le faisceau tubulaire s'étend jusqu'à la partie basse du corps cylindrique; aussi ces chaudières sont-elles plus aptes que les autres à supporter les chauffes actives qui résultent de l'emploi du tirage forcé.

L'expérience a prouvé néanmoins qu'il importe de ne pas dépasser certaines limites de combustion, sous peine de compromettre la tenue des tubes et des tôles de boîte à feu. Nous reviendrons tout à l'heure sur ce point particulier.

Nous avons eu l'occasion d'expérimenter à Indret une chaudière locomotive construite sur les plans de M. l'Ingénieur Widmann. Pour une combustion de 250^{kg} de charbon par mètre carré de grille, la plus grande différence de température pendant la mise en pression, entre les points de température maxima et minima, a été de 60°. Cette chaudière a fait preuve, du reste, de qualités remarquables au triple point de vue de la tenue des tôles, de la tenue des tubes et de la puissance de vaporisation. Quoi qu'il en soit, il importait, pour la chaudière du type Amirauté ou à tube en retour, de remédier aux inconvénients dont nous venons de parler , sous peine de mettre ces appareils rapidement hors de service.

II. — Moyens de réduire les inégalités de température.

Mise en pression lente. — Un des moyens d'atteindre le but consiste à ne monter en pression qu'avec une extrême lenteur. C'est ce qu'on fait pour les grandes chaudières doubles des paquebots, où l'allumage a lieu douze heures avant l'appareillage.

Ce procédé est inadmissible sur les navires de guerre, où il y a souvent un intérêt majeur à pousser les feux le plus rapidement possible. Il ne fait, du reste, qu'atténuer le mal sans le faire disparaître.

Réchauffage à la vapeur de la masse d'eau située dans la partie inférieure de la chaudière. — On a proposé de réchauffer la masse d'eau inerte située dans le bas de la chaudière, à l'aide d'un courant de vapeur. Nous avons nous-mêmes étudié cette disposition et nous avons reconnu qu'elle pouvait donner de bons résultats; mais la quantité de vapeur nécessaire au réchauffage est alors comparable à la production de la chaudière à réchauffer. Le moyen est donc dispendieux et ne serait pratiquement utilisable à bord des navires qu'à la condition d'avoir toujours sous pression une des grandes chaudières.

Amélioration de la circulation naturelle de l'eau. — On a également essayé de faciliter le mouvement de circulation de l'eau à l'intérieur de la chaudière, soit au moyen de cloisons directrices convenablement disposées,

soit en proportionnant judicieusement les lames d'eau. On a pu obtenir, de cette manière, des résultats assez sensibles sur certains types de chaudières.

Hydrokineters. — Les hydrokineters sont des appareils placés à l'intérieur de la chaudière, à la partie basse et en dessous des foyers. Leur fonctionnement, analogue à celui de l'injecteur Giffard, est assuré par une projection de vapeur venant soit d'une chaudière auxiliaire, soit d'une grande chaudière, si celle-ci est déjà en pression.

Le rôle de l'appareil est double : il réchauffe l'eau au contact de la vapeur et appelle les diverses parties de la masse liquide devant les surfaces de chauffe.

Les expériences entreprises à la fin de 1885, pour la Compagnie Transatlantique, sur des chaudières doubles à six foyers, ont montré :

1° Que l'influence de l'hydrokineter est peu sensible sur la température de la partie haute de la chaudière;

2° Que son action se concentre au-dessous des parties directement chauffées;

3° Qu'il y a intérêt à faire fonctionner continuellement l'appareil, une fois les chaudières en pleine marche, sinon la température de la partie basse reprend la valeur normale maxima qu'elle y atteint sans le secours de l'hydrokineter.

Le Tableau ci-dessous met en évidence l'influence de l'appareil sur les parties basse et haute de la chaudière :

Température.	Température de l'eau dans le fond de la chaudière		Température de l'eau au-dessus du ciel des foyers	
	avec hydrokineter.	sans hydrokineter.	avec hydrokineter.	sans hydrokineter.
Au moment de l'allumage..	22°	22°	22°	22°
1h après	26	22	26,5	25
2h »	36	22	40	46
3h »	58	22	68	86
4h »	62	23	96	96
5h »	69	27	97	97
6h »	89	49	98	98
7h »	98	79	98	98
8h »	98	84	98	98
9h »	98	84	98	98
10h »	98	84	98	98

A Indret, les hydrokineters n'ont pas donné de résultats suffisants. On les a remplacés par les appareils de brassage mécanique dont nous allons parler.

Turbines de brassage. — Les turbines de brassage ont été imaginées par M. l'Ingénieur de la Marine Garnier, sous-directeur de l'établissement d'In-

dret. Elles permettent d'obtenir un brassage énergique et rapide de toute la masse liquide, et paraissent avoir résolu d'une manière complète le problème de l'égalité des températures.

Ces petites pompes aspirent l'eau à la partie supérieure de la chaudière, dans le voisinage du niveau, et la refoulent à la partie inférieure par un tuyautage convenablement disposé.

La disposition inverse (aspiration par le bas et refoulement par le haut) est également employée.

On s'est proposé de construire une pompe rotative de très petites dimensions, capable de débiter 20^{lit} par seconde, c'est-à-dire de faire circuler, en moins d'un quart d'heure, toute la masse liquide d'une chaudière contenant 16 tonnes d'eau.

Nous croyons intéressant d'établir les conditions de fonctionnement de cet appareil.

Les considérations suivantes, dues à M. Garnier, montrent :

1° Que le débit des turbines est proportionnel à leur vitesse de rotation;

2° Que le débit est indépendant de l'écartement des joues, pourvu que cet écartement soit suffisant.

Le mouvement de l'eau dans les canaux de la turbine est donné, en général, par l'équation

$$w^2 = u^2 - 2gH,$$

en appelant

w la vitesse relative de l'eau à la sortie des canaux;
u la vitesse circonférentielle de la turbine;
H la charge à vaincre en mètres d'eau.

Remarquons, d'autre part, que toutes les pertes de charge individuelles dont l'ensemble constitue H sont sensiblement proportionnelles au carré de la vitesse du liquide ou du débit.

Appelons Q le débit, nous aurons

$$H = h \times Q^2.$$

Comme, par ailleurs, le débit est donné par

$$Q = Aw,$$

A étant la section normale des aubes à la sortie, l'équation du mouvement de l'eau devient

$$w^2 = u^2 - 2ghA^2w^2$$

ou

$$w^2 = \frac{u^2}{1 + 2ghA^2}.$$

Le débit est donc proportionnel à la vitesse de rotation.

De plus, si l'écartement des joues de la turbine n'est pas trop petit, le terme

$2ghA^2$ est beaucoup plus grand que 1, et la formule simplifiée devient

$$w_2 = \frac{u^2}{2ghA^2}$$

ou encore

$$Q^2 = \frac{u^2}{2gh},$$

et enfin

$$u = Q\sqrt{2gh}.$$

Le débit ne dépend donc pas de l'écartement des joues pourvu que cet écartement soit suffisant.

Vitesse et dimensions de la turbine. — Pour le débit de 20^{lit} par seconde que l'on se propose de réaliser, nous avons constaté expérimentalement que la résistance à vaincre provenant du mouvement de l'eau dans le tuyautage, les robinets et la pompe est représentée par une colonne d'eau de 4^m au plus.

La formule $H = hQ^2$ donne

$$h = \frac{H}{Q^2} = \frac{4}{0{,}02^2} = 10\,000.$$

Adoptons un diamètre de $0^m{,}25$ pour la turbine et un écartement de $0^m{,}02$. Alors

$$A = 0^{mq}{,}0157,$$

$2ghA^2 = 48{,}5$, nombre devant lequel 1 est bien négligeable.

Pour réaliser le débit prévu de 20^{lit}, il faudra une vitesse circonférentielle

$$u = 0{,}02\sqrt{20\,000} = 9^m,$$

soit 690 tours par minute.

Le travail théorique à développer est de $Q \times H = 20^{lit} \times 4^m$:

$$20^{kg} \times 4^m = 80^{kgm},$$

et, en admettant un rendement de 0,4 pour l'ensemble de la pompe et du moteur, ce dernier devra faire $2^{chx}{,}67$.

Avec les pompes de brassage, l'emploi d'une chaudière auxiliaire n'est plus indispensable. Il suffit de virer l'une d'elles à la main pendant qu'on allume les feux à la chaudière correspondante. Dès que l'on a de la vapeur, toutes les turbines peuvent fonctionner, ce qui permet d'allumer les feux à tous les foyers et de les pousser activement.

La circulation rapide de la masse liquide contribue, du reste, à accélérer la mise en pression : 1^h30^m après l'allumage, les chaudières peuvent être montées à la pression du timbre.

Les pompes de brassage ont été installées avec un plein succès sur les chaudières de divers bâtiments (*Hoche, Forbin, Davout*, etc.).

Les résultats obtenus sont remarquables : des chaudières dont les coutures fuyaient d'une manière inquiétante, malgré les précautions prises pour l'allu-

mage et la mise en pression, fonctionnent aujourd'hui dans les meilleures conditions.

Certains de ces appareils (chaudières Amirauté à deux foyers) avaient donné lieu, pendant les essais, indépendamment des fuites aux coutures d'enveloppes, à d'autres mécomptes non moins graves : fuites à la plupart des tubes, suintements aux jonctions des viroles des foyers avec la boîte à feu, déformations des tôles de foyers.

Ces déformations se produisaient d'une manière régulière dans la région située à 45° environ au-dessus de la grille. Elles consistaient en poches atteignant 4^{cm} ou 5^{cm} de profondeur.

L'origine de ces déformations n'a pas été nettement établie et les causes en sont sans doute assez complexes. On sait depuis longtemps que des dépôts graisseux diminuent considérablement la conductibilité des tôles. Dans ces conditions, la température du métal peut certainement devenir suffisante pour que la tôle se déforme sous la pression normale de la chaudière.

Toutefois, l'existence même de ces dépôts graisseux sur les surfaces de chauffe incriminées n'a pu être établie d'une manière concluante.

On peut encore expliquer la déformation des foyers d'une manière assez plausible, en remarquant que ceux-ci partagent la chaudière en deux parties, séparées par des lames d'eau très étroites, que des plaques de zinc obstruent encore dans une certaine mesure. Dans ces conditions, le renouvellement de la masse liquide dans cette région semble très problématique.

Des chambres de vapeur peuvent se former aux points où la surface, recouverte d'une couche stagnante de liquide, n'est plus rafraîchie, et la tôle, soumise à une température exagérée, se déforme.

Des considérations analogues s'appliquent à la plaque de tête, qu'il importe d'autant plus de rafraîchir sur toute sa surface, que la présence du faisceau tubulaire constitue un obstacle au mouvement du liquide et facilite la formation des chambres de vapeur.

On peut s'en rendre compte en installant un tuyau venant buter sur la plaque de tête, percé de deux ouvertures à quelques millimètres de longueur et aboutissant à un robinet sur le corps cylindrique. On a pu constater ainsi que, lorsque la combustion est active, il ne sort que de la vapeur au moment où l'on ouvre le robinet (*Mémorial du Génie maritime*, 1889, expérience faite par M. Godard, sous-ingénieur des Constructions navales).

Il y a donc le plus grand intérêt à favoriser le mouvement du liquide derrière la plaque de tête. C'est dans cet ordre d'idées que M. Normand préconise l'emploi de tubes restreints du côté de la boîte à feu.

Il est également probable (et les résultats constatés sur les chaudières du *Forbin* semble confirmer cette opinion) que la circulation active que les turbines de brassage déterminent dans toutes les parties de la masse liquide a la plus heureuse influence, non seulement sur l'enveloppe cylindrique, mais aussi sur les tôles des surfaces de chauffe et sur la tenue des tubes dans

la plaque de tête. Aussi, tout en attribuant au brassage mécanique un rôle prépondérant pendant la période de l'allumage et de mise en pression, paraît-il utile de continuer l'action des turbines de brassage *pendant toute la durée de la chauffe*. C'est, du reste, la pratique courante des mécaniciens sur les navires de guerre, où des turbines de brassage ont été installées. Nous ajouterons que le fonctionnement de ces petits appareils n'entraîne aucune gêne spéciale pour le service des chaufferies, et que la dépense de vapeur est insignifiante.

Sur les chaudières type locomotive, les efforts considérables dus aux écarts de température ne sont pas à redouter; mais elles ne sont pas à l'abri des fatigues locales qui peuvent se produire sur des surfaces de chauffe insuffisamment rafraîchies. C'est ainsi que peuvent s'expliquer les mécomptes que ces chaudières ont donnés quelquefois, à la suite de combustions très actives. Ici encore, l'emploi des turbines de brassage, en marche courante, eût peut-être amélioré le fonctionnement de l'appareil en permettant de brûler une plus grande quantité de charbon sans qu'il en résultât d'inconvénient pour les surfaces de chauffe et pour la tenue des tubes.

Il serait intéressant, à notre avis, de faire cette tentative. Rien n'empêcherait, du reste, de disposer à l'intérieur de la chaudière des buses spéciales d'arrivée d'eau, assurant une circulation efficace le long des surfaces directement soumises à l'action du feu (boîtes à feu, plaques de tête).

En résumé, la circulation mécanique obtenue par l'emploi des turbines de brassage, présente les avantages suivants :

1° Elle supprime la fatigue exagérée que subissent les différentes parties de la chaudière pendant la mise en pression et assure le rafraîchissement des surfaces de chauffe, en marche normale;

2° Elle accélère notablement la mise en pression;

3° Elle augmente la puissance de la chaudière, en ce sens qu'elle lui permet de supporter les combustions actives que l'on ne peut atteindre sans danger, en l'absence de circulation artificielle.

Nous citerons, en terminant, les lignes suivantes, extraites d'un Ouvrage intitulé : *Instructions pratiques pour la conduite et l'entretien des machines.*

« Si la chaudière est grande, il sera bon de chercher à égaliser la température pendant la mise en pression, soit en faisant des extractions, soit en prenant l'eau de la surface avec le petit cheval disposé pour cela et en la refoulant au-dessous; soit enfin avec un appareil spécial basé sur le principe du Giffard, disposé à cet effet. On obtiendra ainsi un brassage de toutes les parties du liquide de la chaudière. »

Ces lignes ont été publiées en 1885 dans l'*Annuaire du Yacht* (p. 107), et leur date, relativement ancienne, leur donne un intérêt particulier.

Elles exposent, en termes précis, l'importance de l'égalisation des températures et le principe des dispositifs employés aujourd'hui dans ce but.

ÉTUDE
DU
SYSTÈME DE DISTRIBUTION MARSHALL,

PAR M. MARBEC,
Élève-Ingénieur de la Marine.

ÉTUDE GÉOMÉTRIQUE.

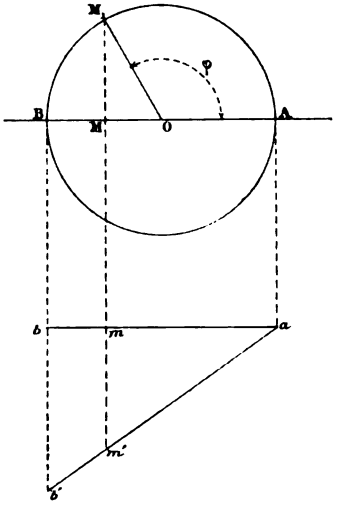
PREMIÈRE PARTIE.

Mouvement elliptique.

Je vais m'occuper d'abord d'un mouvement simple et théorique auquel je montrerai ensuite que le Marshall se ramène, aux obliquités près.

PROPRIÉTÉS GÉOMÉTRIQUES DES MOUVEMENTS PENDULAIRES. — Si nous considérons un point M_1 (*fig.* 1) parcourant un cercle d'un mouvement uniforme, sa pro-

Fig. 1.



jection M sur un diamètre AB a un mouvement nommé *pendulaire rectiligne*, car c'est celui qu'un pendule possède approximativement.

Un mouvement pendulaire ainsi défini est complètement connu si l'on se donne :

la durée T d'une révolution,
la course $2C = AB$,
l'angle φ que fait, dans le sens du mouvement et à l'origine du temps, le rayon vecteur OM_1 avec une moitié déterminée OA de la course prise pour origine des angles.

L'angle φ sera nommé *phase*.

(Il faut remarquer que dans l'étude du mouvement pendulaire généralement faite en Physique on désigne par phase non pas la quantité φ mais la quantité $\frac{\varphi}{2\pi}$. Nous adopterons néanmoins pour plus de commodité l'expression de phase pour désigner l'angle φ.)

Ainsi donc T, C, φ définissent complètement un mouvement pendulaire sans ambiguïté.

Alors même qu'un mouvement pendulaire sera obtenu par d'autres considérations que celle-là, nous continuerons à le caractériser par les éléments T, C, φ *du mouvement circulaire qui serait censé le produire.*

Il faut remarquer dès le début que se donner la phase φ revient en somme à se donner le rapport $\frac{MB}{MA}$, au temps zéro. Seulement le rapport $\frac{MB}{MA}$ laisse une ambiguïté si l'on ne se donne pas en même temps le signe de la vitesse de M.

En effet (*fig.* 2 et 3) le rapport $\frac{MB}{MA}$ peut donner deux phases différentes φ

Fig. 2.

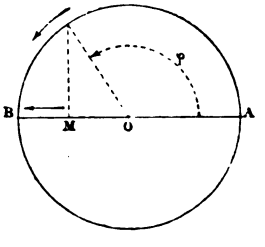
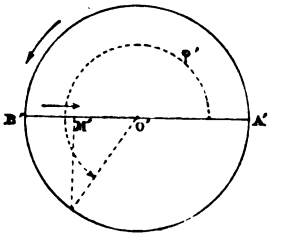


Fig. 3.



ou φ' selon que le point mobile se dirige vers la gauche comme dans la *fig.* 2 ou vers la droite comme dans la *fig.* 3.

Quoi qu'il en soit, quand deux mouvements pendulaires de même période T auront au temps zéro une même valeur du rapport $\frac{MB}{MA}$, avec des vitesses de même signe à cet instant, ils auront même phase.

Cela permet de voir facilement les propositions suivantes :

La projection sur *ab* (*fig.* 1) du point mobile donnerait évidemment un

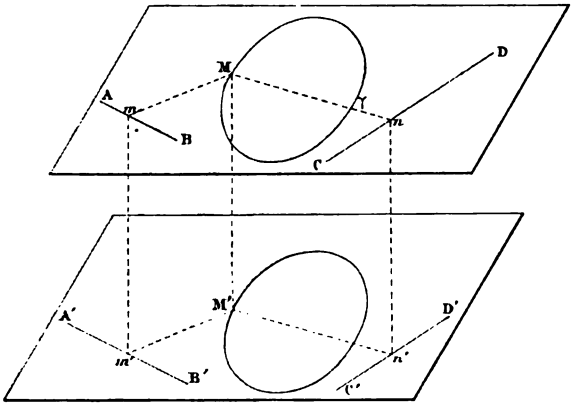
mouvement pendulaire de même course et de même calage pour sa projection m.

Le mouvement de m' (projection oblique de M_1 sur ab') sera également pendulaire et de même calage; seules les longueurs seront augmentées proportionnellement.

La projection d'un mouvement pendulaire rectiligne sur une droite quelconque donne encore un mouvement pendulaire de même phase, car toutes les longueurs sont augmentées dans le même rapport.

Considérons (*fig.* 4) dans un plan P un cercle γ et deux droites AB et CD; projetons le tout sur un plan P' : le cercle γ se projette suivant une ellipse; M en M'; AB, CD et les projetantes obliques Mm et Mn se projettent suivant A'B', C'D' et les projetantes obliques M'm' et M'n' :

Fig. 4.



Si m' a un mouvement pendulaire, m en a également un; alors le cercle γ est parcouru uniformément par M, n a un mouvement pendulaire et par suite n' a aussi un mouvement pendulaire. D'où le théorème suivant, souvent utilisé en Physique optique, qui se déduit de l'inspection du plan P.

Quand un point se meut sur une ellipse d'un mouvement continu de telle façon que sa projection orthogonale ou oblique sur une droite donnée soit animée d'un mouvement pendulaire, sa projection orthogonale ou oblique sur une droite quelconque a aussi un mouvement pendulaire de même période T.

Ce lemme va nous être utile dans l'étude qui va suivre.

Mouvements elliptiques. — Considérons (*fig.* 5) le système suivant :

Deux droites fixes OA et OB, faisant entre elles l'angle θ, servent de glissières l'une à un point a, l'autre à un point b d'un segment mobile sur lequel nous considérerons un point M.

Ce point M parcourt une ellipse pendant le mouvement du segment. Ce point M sera nommé *point décrivant*.

Je dis que

$$\varphi = 2\pi - \alpha.$$

En effet, le rayon fictif O'M' et le segment abM tournant uniformément ensemble et avec même durée de révolution T parcourent à chaque instant des angles égaux. Donc, tandis que le segment mobile parcourt l'angle α pour aller de K en $\mathcal{M}$ le rayon fictif O'M' tourne aussi de l'angle α pour aller de M' en μ'. Ce qui démontre bien que la phase $\varphi = 2\pi - \alpha$.

La demi-course C est évidemment égale à Oμ, donc

$$C = O\mu,$$

$$\varphi = -\alpha \quad (\text{à } 2\pi \text{ près}).$$

La durée T est, bien entendu, celle d'une révolution complète du segment.

Restent donc à calculer Oμ et α : c'est ce que nous allons faire.

Dans une position quelconque (*fig.* 8) de la droite mobile, la normale en M s'obtient en joignant M au point de rencontre ω des perpendiculaires en a et b à OA et OB, car ce point ω est le centre instantané de rotation.

Si le point M était l'un des points $\mathcal{M}$ ou $\mathcal{M}_1$ de la *fig.* 7, la ligne ωM de la *fig.* 8 serait parallèle à OA.

Fig. 8.

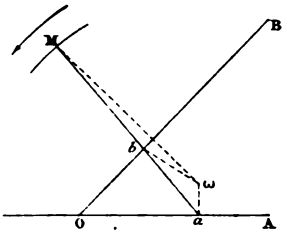
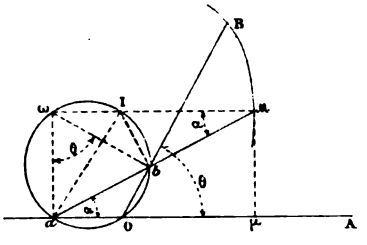


Fig. 9.



Soit le cas où ce dernier fait se produit (*fig.* 9).

Oμ = demi-course = C.

α = phase changée de signe = $-\varphi$.

Le quadrilatère ωaOb est inscriptible dans un cercle.

Traçons ce cercle.

Il donne sur $\omega\mathcal{M}$ un point I.

Je joins Ia et Ib.

I est diamétralement opposé à a (angle $a\omega$I = 90°); donc bI est perpendiculaire sur $a\mathcal{M}$.

On voit facilement que aO = ωI et, par suite, I$\mathcal{M}$ = Oμ = C.

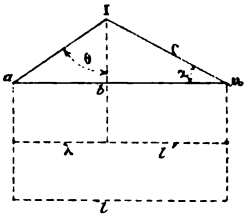
L'angle $\widehat{a\mathrm{I}b}$ est égal à θ comme égal à $\widehat{b\omega a}$, lequel est évidemment égal à θ.

D'où la construction suivante (*fig.* 10), obtenue en isolant les lignes $a\mathcal{M}$, Ia, Ib, I$\mathcal{M}$ de la *fig.* 9.

On construit le segment avec ses points a, b, $\mathcal{M}$; en b, on élève une perpen-

diculaire bI, en a on mène aI faisant l'angle $\frac{\pi}{2} - \theta$ avec $a\mathcal{M}$. On a, par l'intersection de ces deux droites, le point I. Ce point, joint à $\mathcal{M}$, donne la demi-course I$\mathcal{M}$ et l'angle α en $\mathcal{M}$.

Fig. 10.



D'où

$$C = I\mathcal{M}, \qquad \varphi = -\alpha.$$

Nous pouvons traduire ces résultats par les formules

$$C = \sqrt{l'^2 + \lambda^2 \cot^2\theta},$$

$$\operatorname{tang}\theta \operatorname{tang}\varphi = -\frac{\lambda}{l'}.$$

Distribution par un système elliptique. — Étant ainsi en possession d'un mouvement alternatif, nous pouvons nous en servir dans une machine à vapeur pour conduire un tiroir de distribution, si nous le supposons pratiquement réalisable.

Nous allons voir comment il conviendrait de choisir les données dans ce but.

Étant donné un tiroir de distribution à mouvement continu et oscillant quel que soit le système de conduite, on a l'habitude de chercher à le ramener, avec le plus de vraisemblance possible, à un mouvement de bielle et manivelle, et mieux encore, en supposant cette dernière bielle infinie, à un mouvement pendulaire.

Cette assimilation, plus ou moins exacte, serait rigoureuse dans le cas du système elliptique que nous avons étudié.

Une fois l'assimilation faite, l'épure circulaire de Reech donne, pour une distribution désirée avec un tiroir donné, la grandeur et le calage de la manivelle fictive.

Je vais d'abord préciser ces notions.

Nous nommerons *course fictive* la course du mouvement pendulaire fictif.

En parlant des points morts soit du piston, soit du tiroir, nous nommerons *point mort haut* celui qui correspond au bout de course du côté de l'arbre, et *point mort bas* celui qui correspond au bout de course du côté des fonds.

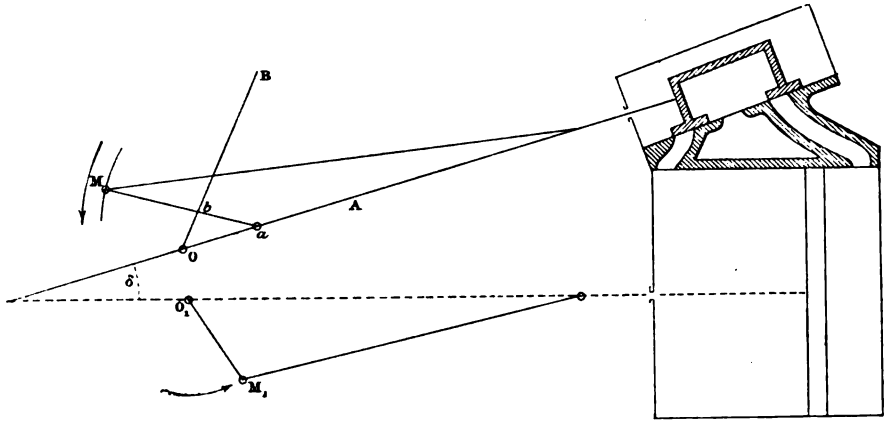
Nous nommerons *calage* l'angle parcouru par la manivelle fictive depuis le passage du tiroir à son point mort bas jusqu'au passage de la manivelle motrice à son point mort bas.

Ce sont ces deux éléments, course fictive et calage, que donne l'épure circulaire de Reech et que nous nous supposerons donnés.

Ici la course fictive est égale à la course réelle qui est, par suite, connue.

Soit (*fig.* 11) un cylindre à vapeur avec tiroir oblique mené par un système elliptique où OA est parallèle à la direction du mouvement du tiroir.

Fig. 11.



soit δ l'angle fait dans le sens du mouvement par la direction de la course du tiroir avec celle du piston.

La manivelle motrice O_1M_1 et le segment mobile aM tournant d'angles égaux en des temps égaux et ayant même durée de révolution, il en résulte que l'angle fait dans le sens du mouvement par la direction aM avec la direction O_1M_1 est constant; désignons-le par ψ. Soit α l'angle déjà défini à la *fig.* 9.

Quand aM est couché sur OA, M étant vers le tiroir, nous savons qu'il s'en faut encore d'un angle α que le tiroir arrive à son point mort bas; d'autre part, il s'en faut encore d'un angle $(\psi - \delta)$ que la manivelle motrice arrive au sien.

Donc un angle $\psi - \delta$ plus tard, c'est-à-dire quand le piston sera à son point mort bas, le tiroir aura dépassé le sien déjà d'un angle $\psi - \delta - \alpha$, c'est-à-dire que le calage γ est égal à $\psi - \delta - \alpha$.

Nous verrons plus tard qu'un cas pratique simple correspond à $\psi - \delta = 180°$, ce qui donnerait

$$\gamma = 180° - \alpha.$$

Nous aurions donc, dans ce cas simple, la construction suivante (*fig.* 12) :

Prenons une ligne MX quelconque. En M faisons, avec OX, un angle égal au calage γ. Portons MI = demi-course. Menons la perpendiculaire Ib sur MX.

En bIa faisons un angle quelconque θ (nous verrons plus tard qu'il est bon de le prendre entre 60° et 90°) et nous obtenons un point a.

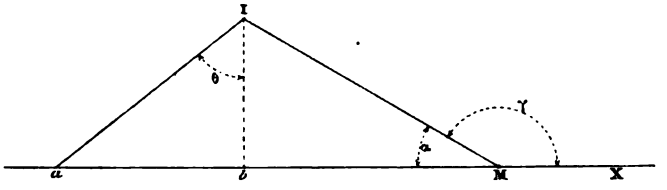
Le segment abM tournant entre deux droites faisant entre elles l'angle

donnerait le mouvement désiré si l'on supposait aM toujours placé à 180° en avance de la manivelle motrice.

Si l'on n'avait pas $\psi - \delta = 180°$, il aurait fallu porter en $\widehat{XMI}$ non pas γ mais $180° - \alpha$, c'est-à-dire

$$180° + \gamma - \psi + \delta.$$

Fig. 12.

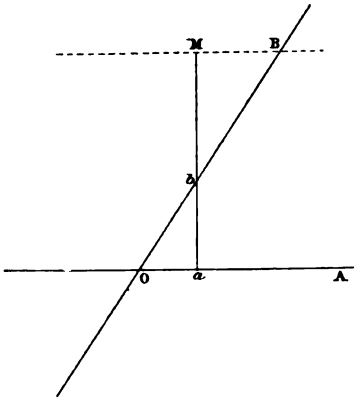


Détente variable par variation de θ. — Je vais maintenant montrer que, le segment demeurant divisé comme il vient de l'être et conservant, sur la manivelle motrice, son avance fixe de ψ, l'angle δ restant bien entendu constant, un seul changement dans l'angle θ des deux droites OA et OB permettra, par les variations qu'il donnera à C et α, d'obtenir de la détente dans de bonnes conditions. Cette variation de θ est obtenue uniquement par un déplacement de OB autour du point O.

A chaque valeur de θ correspond une ellipse différente pour le *point décrivant.*

Propriétés des ellipses quand θ varie. — I. Toutes les ellipses sont tangentes à deux droites parallèles à OA situées à la distance $\pm l$ de celle-ci. En

Fig. 13.



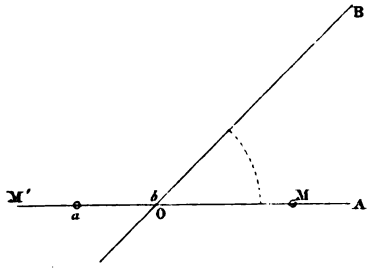
effet (*fig.* 13), quand le segment est perpendiculaire à OA, le point M correspondant est à la distance l de OA, quelle que soit d'ailleurs l'orientation

de OB. Il est facile de voir que cette position correspond au maximum d'éloignement entre M et OA.

II. Toutes les ellipses passent par deux points fixes situés sur OA à la distance $\pm l'$ du point O.

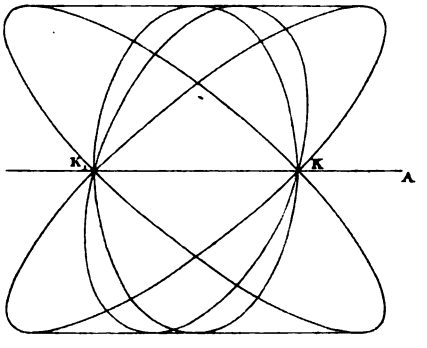
En effet (*fig.* 14), quand le segment est couché sur OA, le point b est en O et le point M à la distance l' de O. Cette position de M, ne dépendant en rien

Fig. 14.



de la valeur de θ, se retrouvera pour toutes les ellipses. Il en serait de même de la position symétrique M'. Nous désignerons ces deux positions par K et K_1 (*fig.* 15).

Fig. 15.



Les points K et K_1 seront nommés *points constants.*

Le point K sera le point constant bas.

Le point K_1 le point constant haut.

En désignant, de même que pour les points morts, le haut, du côté de l'arbre, le bas, du côté des fonds des cylindres.

Utilisation des points constants. — Quand le point M passe aux points constants, le tiroir se trouve dans une position déterminée; comme nous supposons que l'angle ψ, fait par le segment et la manivelle motrice, est invariable, il s'ensuit qu'il existe deux positions de la manivelle, à 180° l'une de l'autre, pour lesquelles la position simultanée du tiroir sera indépendante de θ.

Cherchons quelles sont ces positions de la manivelle.

Il faut, pour cela, nous reporter à la *fig.* 11.

Le point M passe aux points constants quand aM est couché sur OA, c'est-à-dire quand la manivelle motrice a encore l'angle ψ à parcourir pour être parallèle à OA, c'est-à-dire quand elle a encore l'angle $\psi - \delta$ à parcourir pour arriver à ses points morts.

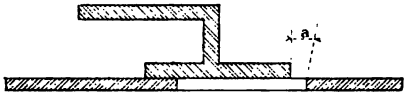
Donc, quand la manivelle est à $(\psi - \delta)$ avant ses points morts, la position simultanée du tiroir est indépendante de θ.

Pour toute autre position de la manivelle, le tiroir aura des positions diverses suivant la valeur de θ.

Nous pouvons nous proposer d'obtenir, grâce aux points constants, une *avance linéaire* à l'admission constante. Voici comment il faudra s'y prendre :

L'avance linéaire à l'admission (*fig.* 16) est la longueur a dont l'orifice

Fig. 16.



d'admission au bas vapeur, par exemple, est déjà ouvert quand le piston est au point mort bas.

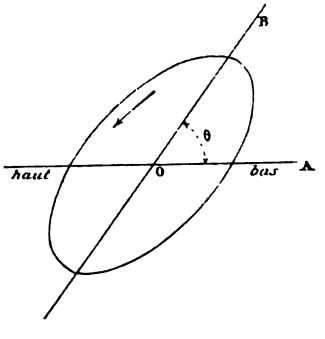
Si nous disposons les longueurs des tiges et les recouvrements de telle sorte que les orifices soient ouverts de a quand le point décrivant passe aux points constants et si, de plus, nous faisons coïncider les passages de M aux points constants avec les passages de la manivelle aux points morts, le problème sera résolu.

Il nous faut donc faire coïncider les passages de la manivelle aux points morts avec ceux du point M aux points constants, c'est-à-dire prendre $\psi - \delta$ égal à 0° ou à 180°.

Devons-nous prendre $\psi - \delta$ égal à 0° ou à 180°?

D'une part, quand la manivelle est au point mort, le tiroir doit tendre à

Fig. 17.



ouvrir l'orifice d'admission correspondant; *d'autre part*, si θ, compté dans le sens de la rotation, de OA vers OB, est plus faible que 90° (cas de la *fig.* 17),

on voit qu'à ses passages aux points constants le tiroir *s'écarte* de sa position moyenne, c'est-à-dire, va vers le bas pour le point constant bas et vers le haut pour l'autre.

Dès lors, si le tiroir est à coquille, il ouvre au bas vapeur en allant vers le haut. Il doit donc être au point constant haut quand la manivelle est au point mort bas, c'est-à-dire qu'il faut $\psi - \delta = 180°$.

Si le tiroir est en D, il ouvre au bas en allant vers le bas. Il doit donc être au point constant bas quand la manivelle est au point mort bas, c'est-à-dire que $\psi - \delta$ doit être égal à 0°.

Tout ceci devrait être interverti si θ, compté de OA vers OB dans le sens de la rotation, était plus grand que 90°.

Donc

$$\theta < 90° \begin{cases} \text{Tiroir à coquille} \ldots\ldots\ldots & \psi - \delta = 180° \\ \text{Tiroir en D} \ldots\ldots\ldots\ldots & \psi - \delta = 0 \end{cases}$$

$$\theta > 90° \begin{cases} \text{Tiroir à coquille} \ldots\ldots\ldots & \psi - \delta = 0 \\ \text{Tiroir en D} \ldots\ldots\ldots\ldots & \psi - \delta = 180 \end{cases}$$

Changement de marche. — Nous voyons par là qu'en nous plaçant dans un cas quelconque, par exemple, $\psi - \delta = 180°$ et tiroir à coquille, si l'on fait passer θ d'une valeur plus faible que 90° à une valeur plus forte que 90°, on ne pourra pas marcher. Il faudrait, pour marcher, changer le sens de la rotation, car alors θ se compterait en sens inverse et redeviendrait $< 90°$.

Donc, en déplaçant OB d'un côté ou de l'autre de la perpendiculaire à OA, on change le sens de la rotation.

Remarque importante. — Nous ne quitterons pas ces discussions sur les valeurs des angles à choisir sans établir la distinction capitale qu'il y a entre

Fig. 18.

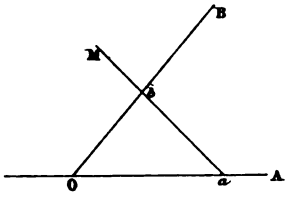
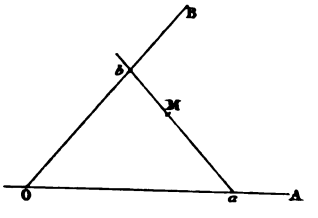


Fig. 19.



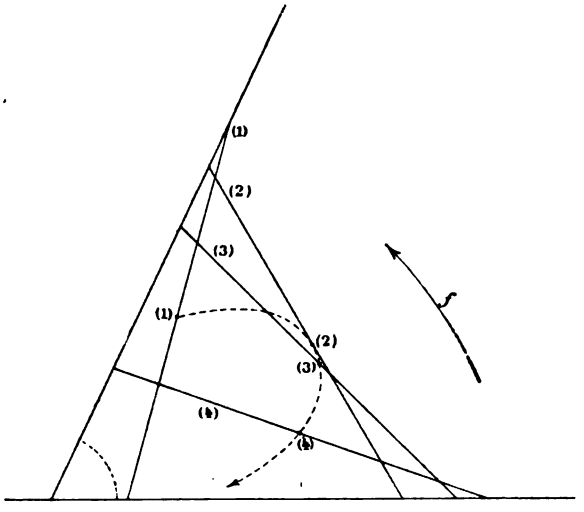
le cas du point décrivant extérieur à la portion *ab* du segment (*fig.* 18) et le cas du point décrivant intérieur (*fig.* 19).

Il faut remarquer que, dans ce dernier cas, le point M a l'air de se mouvoir sur son ellipse en sens *inverse* du mouvement de rotation du segment.

En effet, soit (*fig.* 20) un segment à point intérieur, il est facile de voir que, en adoptant pour sens de rotation du segment, dans le plan, le sens de

la flèche f, c'est-à-dire le sens inverse des aiguilles d'une montre, les positions successives du segment sont dans l'ordre (1), (2), (3), (4).

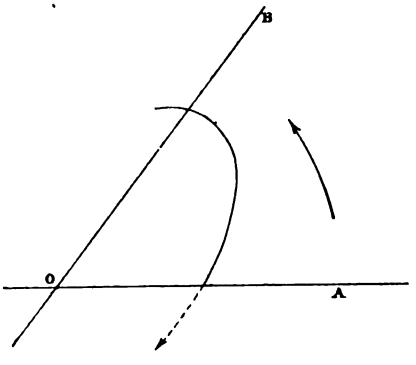
Fig. 20.



Le point M parcourra donc son ellipse dans l'ordre des points (1), (2), (3), (4), c'est-à-dire, en somme, en tournant sur son ellipse dans le sens inverse du sens de rotation adopté.

Dans ce cas, si θ est $< 90°$, en passant aux points constants, on *se rapproche* de la portion moyenne (*fig.* 21), et l'on tombe sur les conclusions suivantes :

Fig. 21.



$\theta < 90°$.	Tiroir à coquille.....	$\psi - \delta = 0°$
	Tiroir en D.....	$\psi - \delta = 180°$
$\theta > 90°$.	Tiroir à coquille.....	$(\psi - \delta = 180°)$
	Tiroir en D.....	$(\psi - \delta = 0°)$

D'où, enfin, le Tableau suivant :

Point décrivant.	θ compté de OA vers OB dans le sens de la rotation.	Tiroir.	$\psi - \delta$.
Extérieur....	Aigu.....	A coquille.....	180°
		En D.....	0
	Obtus.....	A coquille.....	0
		En D.....	180
Intérieur....	Aigu.....	A coquille.....	0
		En D.....	180
	Obtus.....	A coquille.....	180
		En D.....	0

Épure sinusoïdale. — On peut facilement suivre sur une épure sinusoïdale les déformations de la sinusoïde du tiroir quand θ varie.

Nous allons décomposer cette dernière en deux parties : l'une indépendante, l'autre dépendante de θ.

Plaçons-nous dans le cas suivant :

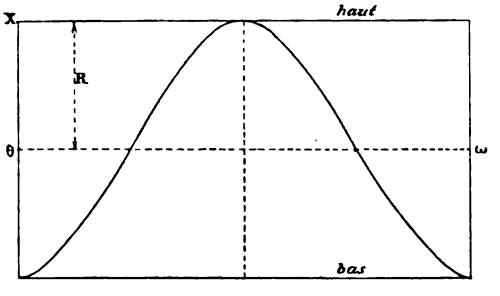
Point extérieur : θ aigu; tiroir à coquille. — Donc

$$\psi - \delta = 180^\circ.$$

R étant le rayon de la manivelle, ω l'angle qu'elle fait à un instant donné avec sa position au point mort bas, l'équation de la sinusoïde du piston est (*fig.* 22)

$$X = -R\cos\omega.$$

Fig. 22.



Nous allons chercher l'équation du tiroir : on a (*fig.* 23), x étant compté positivement vers le haut de la course,

$$x = -l'\cos\omega_1 - Ob\cos\theta.$$

Or, dans le triangle abO,

$$Ob = \frac{\lambda}{\sin\theta}\sin\omega_1;$$

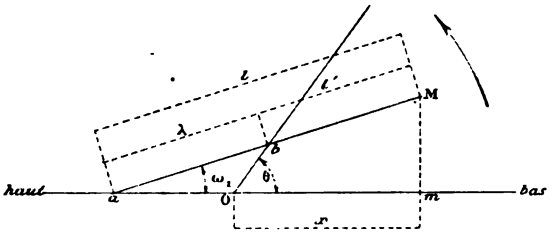
d'où

$$x = -l'\cos\omega_1 - (\lambda\cot\theta)\sin\omega_1.$$

Or on peut voir facilement, en se rapportant à la *fig.* 11, que

$$\omega_1 = \omega + \psi - \delta;$$

Fig. 23.



donc ici

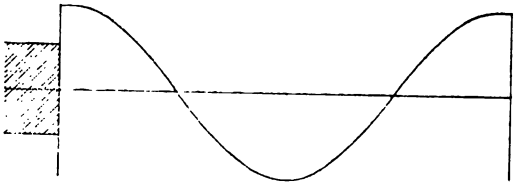
$$\omega_1 = 180^\circ + \omega,$$

donc

$$x = l' \cos\omega + (\lambda \cot\theta) \sin\omega.$$

$x = l' \cos\omega$ donnerait la sinusoïde de la *fig.* 24.

Fig. 24.

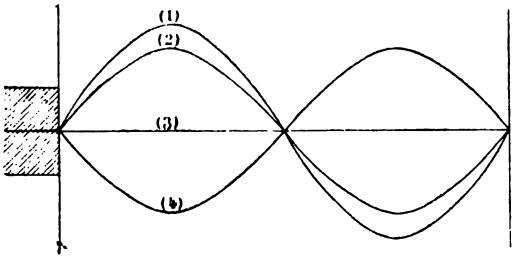


En donnant à θ diverses valeurs, on aurait, pour la sinusoïde

$$x = \lambda \cot\theta \sin\omega,$$

les diverses formes de la *fig.* 25.

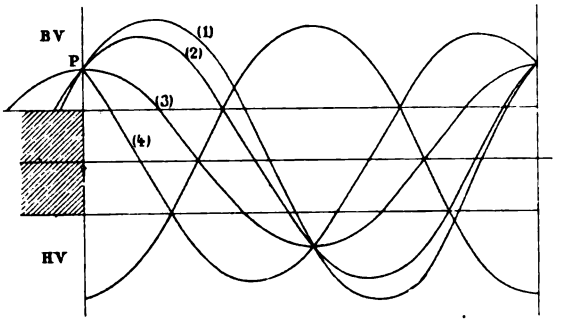
Fig. 25.



(1) et (2) correspondent à des θ aigus;
(3), à $\theta = 90^\circ$ (stop);
(4), à $\theta > 90^\circ$ (marche Æ).
En additionnant les deux parties, on a la sinusoïde du tiroir. Nous repré-

sentons sur la *fig.* 26 la sinusoïde du piston avec les sinusoïdes du tiroir correspondant aux quatre sinusoïdes de la *fig.* 25.

Fig. 26.



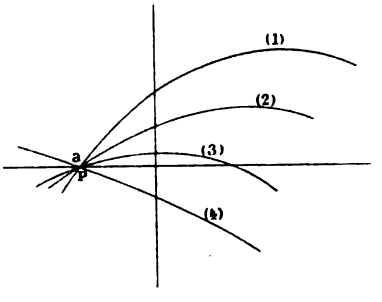
(1), (2) correspondent aux marches *N*;
(3), au stop;
(4), à la marche *R*.

Choix de valeurs $\psi - \delta$ légèrement différentes de 0° ou 180°. — On pourrait se proposer, au lieu d'obtenir une avance linéaire à l'admission constante, ainsi que cela a lieu sur les sinusoïdes que nous venons de voir, d'avoir une avance angulaire à l'admission α constante. On peut voir, en effet, que, sur la *fig.* 26, les avances angulaires varient beaucoup.

Il suffit, pour résoudre ce nouveau problème, de disposer des recouvrements, de telle sorte que les orifices soient juste à l'ouverture ou à la fermeture aux passages aux points constants, et, d'autre part, de faire coïncider les passages aux points constants, non plus avec les passages de la manivelle aux points morts, mais avec ses passages à des positions situées un angle α *avant* les points morts.

La forme des sinusoïdes aux environs du point P de la *fig.* 26 serait alors celle de la *fig.* 27.

Fig. 27.



Pour (1) et (2), l'avance angulaire serait la même; mais, pour (4) (marche *R*), on aurait un retard à l'admission, ce qui serait très mauvais.

Quoi qu'il en soit, ce résultat s'obtiendrait en prenant

$$\psi - \delta = \alpha \qquad \text{ou} \qquad \psi - \delta = 180^\circ + \alpha$$

dans le sens de la marche $\mathcal{N}$. Nous voyons d'ailleurs, immédiatement, que, pour la marche $\mathcal{R}$ où les angles sont comptés en sens inverse, $\psi - \delta$ serait $-\alpha$ ou $180^\circ - \alpha$.

On peut enfin adopter un moyen terme entre ces deux solutions. On prendra $\psi - \delta = \varepsilon$ ou $180^\circ + \varepsilon$; les points constants se produiront alors aux angles $-\varepsilon$ et $180^\circ - \varepsilon$ de la manivelle avec sa position au point mort, ainsi qu'on vient de le voir. Seulement on ne fera pas coïncider les ouvertures et fermetures d'orifice avec les passages aux points constants; on s'arrangera, au contraire, pour que les orifices soient, à ces instants, déjà ouverts d'une quantité η.

ε sera pris plus petit que l'avance angulaire normale; η sera pris plus petit que l'avance linéaire normale. Les sinusoïdes offriront, autour du point P, la forme de la *fig.* 28; (1) et (2) ont des avances angulaires moins différentes que dans la première disposition; (4) a une avance angulaire moins bonne que dans la première disposition, mais moins mauvaise que dans la seconde. La marche $\mathcal{N}$ est ainsi un peu améliorée sans trop sacrifier la marche $\mathcal{R}$.

Fig. 28.

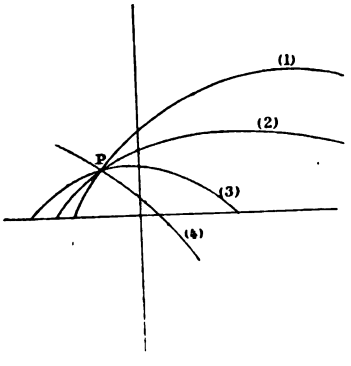
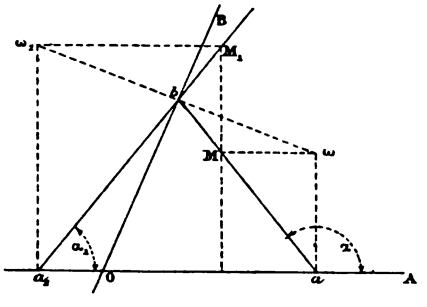


Fig. 29.



Doit-on prendre un segment a point intérieur ou a point extérieur? — Prenons (*fig.* 29) deux droites OA et OB. D'un point b de B, prenons les deux longueurs ba et ba_1 égales entre elles et faisant, par suite, les angles α et α_1 supplémentaires. Menons en a_1 et a les perpendiculaires à OA jusqu'à leur rencontre en ω et ω_1 avec la perpendiculaire menée en b à OB.

Par ω et ω_1 menons des parallèles à OA. Nous avons ainsi les points M et M_1.

Dans le mouvement du segment abM, le bout de course de M se trouve au point où il est actuellement, puisque ω est son centre instantané de rotation, et ωM est la normale en M. De même pour le segment $a_1 b_1 M_1$.

La course de ces deux points est la même.

En effet,

$$\omega_1 b = \omega b;$$

d'où

$$bM = bM_1;$$

d'où, par suite de l'égale inclinaison des deux segments, la coïncidence des projections de M et de M_1.

Les angles α et α_1 sont supplémentaires.

Comme, d'ailleurs, il faudrait prendre pour $\psi - \delta$ des valeurs supplémentaires pour l'un et pour l'autre segment d'après le Tableau de la page 62, il en résulte que le calage γ serait le même.

Par suite, les deux points M et M_1 (équidistants de b) donneront toujours pour toute valeur de θ des mouvements de même course et de même calage, c'est-à-dire identiques en tout point. Nous dirons que ces deux segments sont supplémentaires l'un de l'autre.

Nous ne saurions actuellement établir de préférence entre les deux.

Détermination des éléments d'un système elliptique. — On cherchera à rendre aussi bonne que possible la marche la plus rapide, c'est-à-dire la distribution avec grande introduction.

On fera, pour cette marche, une épure circulaire qui donnera le calage γ. La course 2C sera aussi déterminée sur cette épure par la grandeur des orifices. L'angle δ sera donné par les dispositions générales de la machine. On fera choix d'un genre de tiroir et d'un genre de segment, ainsi que du genre des angles θ (aigus ou obtus) que l'on désire avoir pour la marche N. Le Tableau de la page 62 donnera alors la valeur de $\psi - \delta$, valeur qu'on pourra modifier très légèrement, comme nous l'avons vu. $(\psi - \delta)$ étant connu, ainsi que γ, on peut en déduire l'angle α par la formule

$$\gamma = \psi - \delta - \alpha.$$

Ayant l'angle α et la course 2C, l'épure de la page 57, où l'on donnera à θ sa valeur extrême admissible (nous verrons plus tard que c'est environ 60° pour les θ aigus, 120° pour les obtus), fera connaître le segment avec sa grandeur vraie et sa subdivision.

Valeurs moyennes des éléments. — θ ne doit jamais devenir plus faible que 60°. Or les valeurs de θ les plus faibles correspondent aux plus grandes introductions. D'autre part, les plus grandes introductions demandent le calage le plus faible. On peut facilement voir qu'une introduction de 75 pour 100 avec avance angulaire de 10° donne pour calage la valeur 125°. Admettons un angle $\theta = 60°$ et un calage de 120°, ce qui donnerait une introduction de 80 pour 100 environ. La construction connue (*fig.* 30) donne

$$Ib = bM\sqrt{3}$$

et

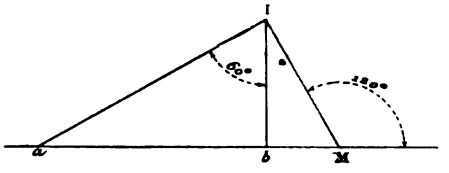
$$ab = Ib\sqrt{3};$$

d'où

$$ab = 3\,b\mathrm{M};$$

la longueur l est donc environ soit $\frac{1}{3}\lambda$, soit $\frac{2}{3}\lambda$ suivant qu'on prend le segment ou son supplémentaire.

Fig. 30.



Il faut, d'ailleurs, noter que la valeur 60° est un minimum qui n'est que rarement atteint. Nous verrons, dans l'étude du système Marshall, à quoi correspond cet angle θ.

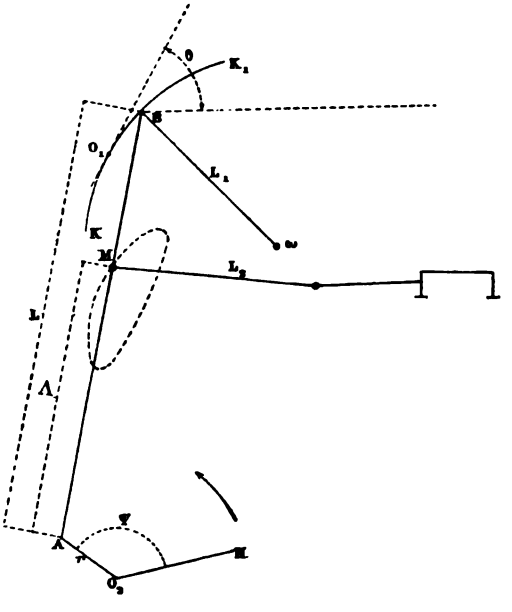
Et il résulte de l'inspection des divers systèmes Marshall que cet angle θ ne descend généralement pas aussi bas, ce qui conduit à prendre bM plus faible que le tiers de ab.

DEUXIÈME PARTIE.

Théorie géométrique du Marshall ramenée à celle d'un système elliptique légèrement déformé.

Description. — La composition du système Marshall est la suivante (*fig.* 31) :

Fig. 31.



1° Un *excentrique* de rayon r, de calage Ψ, en avant de la manivelle motrice, est placé sur l'arbre de couche.

La manivelle motrice est O_2H. L'excentrique a pour rayon $O_2A = r$.

2° Une *grande bielle* de longueur $AB = L$.

En un point M situé à la distance Λ du point A, se trouve la tête d'une bielle L_2 qui actionne le tiroir. L_2 sera nommé *bielle du tiroir*.

3° Le point B de la grande bielle est attaché à l'extrémité d'une bielle L_1 mobile autour de ω. La bielle L_1 est dite *bielle directrice*. Le point B parcourt donc l'arc de cercle KK_1 qui sera nommé directrice.

Pour passer d'une marche à une autre, on fait varier la position de ω sur un cercle de rayon L_1 dont le centre se trouve, par suite, en un point O_1 de la directrice. En somme, la directrice supposée matérielle peut prendre diverses positions autour d'un de ses points O_1.

Nous désignerons par θ l'angle fait par la tangente en O_1 à la directrice, avec la parallèle menée par O_1 à la direction du mouvement du tiroir.

Modifications. — On peut supprimer L_1 en plaçant suivant KK_1 une coulisse circulaire qui est alors la directrice matérialisée. On a ainsi le système Hackworth.

On peut mettre le point M soit entre A et B, soit au delà de B. On a ainsi les Marshalls à point menant extérieur ou intérieur.

On peut enfin mettre entre la bielle du tiroir et la tige du tiroir un mouvement de sonnette.

Démonstration fondamentale. — Le point menant M parcourt une courbe ovale qui dérive, comme nous allons le voir, de l'ellipse étudiée dans la première partie.

Considérons la *fig.* 32.

Par M, menons Ma égal et parallèle à AO_2.

Le point a se trouve alors constamment sur le cercle $o\mathcal{A}$ décrit de O_2 comme centre avec Λ pour rayon.

Je joins O_2B qui coupe Ma en b.

On a

$$\frac{Mb}{Ma} = \frac{BM}{BA} = \frac{Bb}{BO_2},$$

d'où il résulte d'abord que b est un point fixe de Ma et ensuite que le lieu de ce point b est un arc de cercle $O\mathcal{B}$ homothétique de la directrice par rapport au point O_2. D'ailleurs abM restant toujours parallèle à AO_2 tourne d'angles proportionnels aux temps.

Le mouvement de M peut donc être produit ainsi :

Un segment ab (*fig.* 33) glisse, par ses points a et b, sur deux arcs de cercle $O\mathcal{A}$ et $O\mathcal{B}$. M est un point du segment ab.

De plus, les angles faits par aM avec une direction fixe croissent proportionnellement aux temps.

Nous nous trouvons donc bien dans un cas très voisin du mouvement

elliptique; nous avons seulement ici deux glissières possédant une légère courbure, ce sont deux cercles de rayons : Λ pour $O\mathcal{A}$ et $L'_1 = L_1 \times \frac{\Lambda}{L}$ pour $O\mathcal{B}$.

Fig. 32.

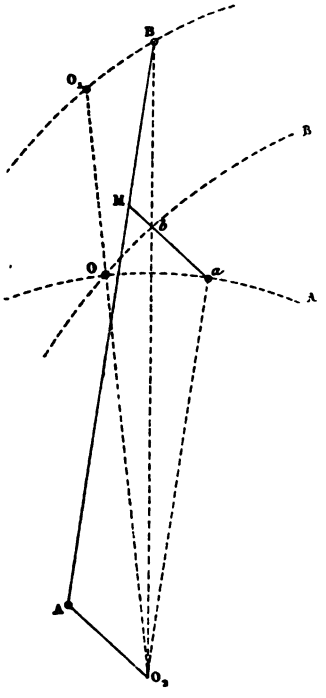
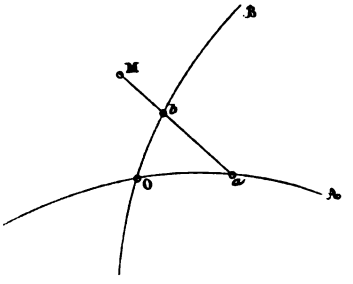


Fig. 33.



Détermination des éléments. — Nous avons à déterminer :

r et Ψ pour l'excentrique,
L et Λ pour la grande bielle,
La position de O_1, Θ et L_1 pour la bielle directrice,
L_2 pour la bielle du tiroir.

Nous diviserons en deux parties cette détermination.

En premier lieu, nous négligerons la courbure des deux glissières. Nous aurons ainsi un système elliptique pur, dont nous désignerons les éléments par λ, l, l', θ, ψ, suivant les notations employées dans la première Partie. Nous chercherons alors les relations entre ces éléments et certains éléments réels du Marshall. La connaissance de ses relations résoudra le problème puisque nous savons déterminer un système elliptique.

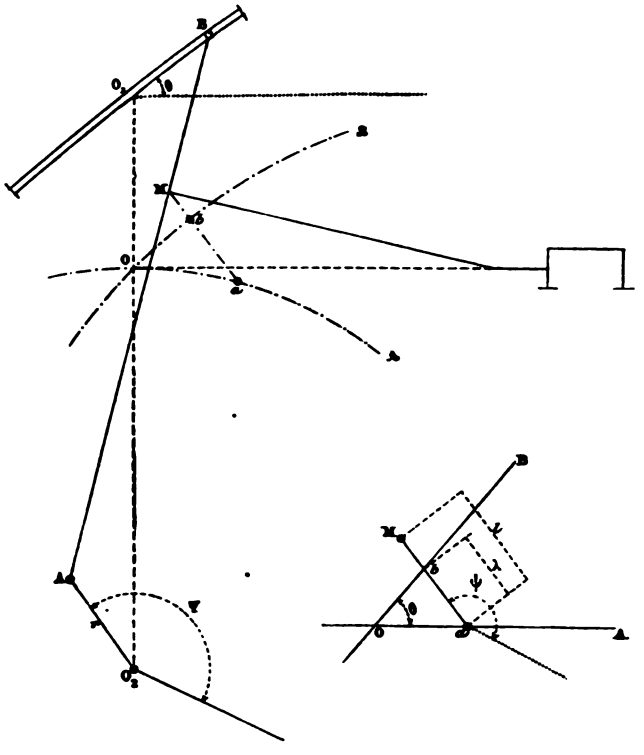
Nous trouverons ainsi r, Ψ, L, Λ, Θ et la position de O_1 : c'est un premier groupe d'éléments.

En second lieu, il faudra déterminer L_1 et L_2; cette étude, plus compli-

quée, ne pourra se faire qu'en tenant compte des courbures et des obliquités. L_1 et L_2 formeront le second groupe.

Détermination des éléments du premier groupe. — La *fig.* 34 représente le Marshall. En points et traits, on a dessiné le système O𝔞, O𝔟, *ab*M. En contre-bas, nous avons dessiné le système elliptique équivalent OAB, *ab*M avec l'indication des grandeurs l, λ, θ, ψ.

Fig. 34.



Position de O *et de* O_1. — O𝔞 doit être couché suivant le mouvement du tiroir : donc O sera le pied de la perpendiculaire abaissée de O_2 sur la tige du tiroir prolongée.

O𝔟 est l'homothétique de la directrice. Celle-ci tourne autour de O_1, O𝔟 doit tourner autour de O, d'où la condition d'avoir OO_1O_2 en ligne droite. D'ailleurs $O_2O = \Lambda$ et $O_2O_1 = L$. Car O et O_1 sont les positions moyennes des points M et B.

Détermination de Λ. — Λ est la distance du point O_2 à la tige du tiroir prolongée.

Détermination de L. — On a, sur la *fig.* 32, $\frac{\Lambda}{\lambda} = \frac{L}{l}$.

Détermination de Ψ *et* Θ. — On voit facilement que $\Psi = \psi$ et $\Theta = \theta$.

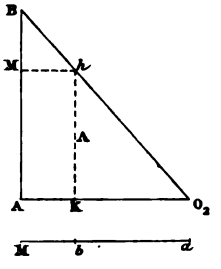
Détermination de r. — r est égal à l.

Le premier groupe est ainsi complètement déterminé.

Déterminons géométriquement la grande bielle et le rayon r connaissant le segment abM.

Soit au bas de la *fig.* 35 le segment abM.

Fig. 35.

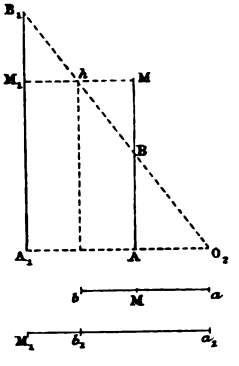


Menons Kh égal à A et joignons O_2h. Nous obtenons un point B sur la perpendiculaire en A à O_2A.

AMB est la bielle convenablement divisée et O_2A le rayon d'excentrique à la même échelle.

Marshall supplémentaire. — Nous savons que les deux segments aMb et $a_1b_1M_1$, dans lesquels $ab = a_1b_1$ et bM $= b_1M_1$, donnent avec les mêmes glissières deux systèmes elliptiques que nous avons nommés *supplémentaires*. Si l'on a soin de prendre leur ψ différant entre eux de 180°, ces deux segments

Fig. 36.



donneront toujours la même régulation pour une même valeur de θ. Nous avons vu ce résultat à la fin du système elliptique.

Faisons pour chacun d'eux la construction que nous venons de voir, et nous avons le choix entre le système O_2ABM et $O_2A_1M_1B_1$. On voit que BM $= B_1M_1$.

Ces deux Marshall seront nommés Marshall supplémentaires. Ils jouissent de la propriété de donner *théoriquement* la même régulation pour un même Θ.

Remarquons à ce propos que, lorsque le segment est à point menant extérieur, le Marshall est à point menant intérieur et réciproquement.

Choix entre un Marshall et son supplémentaire. — La question du choix entre ces deux genres de segments se représente ici et nous allons pouvoir en indiquer à certains points de vue les avantages et les inconvénients.

Le segment à point extérieur, c'est-à-dire le Marshall à point intérieur, donne :

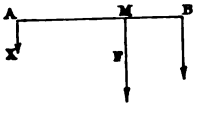
Une plus grande longueur à la grande bielle;

Un plus grand rayon d'excentrique.

L'encombrement est par suite plus grand et les tourteaux d'excentrique agrandis, ce qui est un inconvénient.

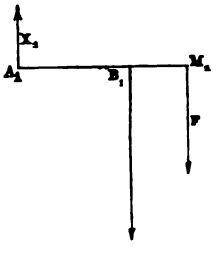
Mais, d'un autre côté, les efforts sur la bielle directrice et sur le tourteau sont moins forts, car, dans le cas d'une bielle à point intérieur (*fig.* 37), la

Fig. 37.



force F exercée par le tiroir en M se décompose en deux autres dont la *somme* est égale à F; tandis que, dans le cas de la bielle $A_1B_1M_1$ (*fig.* 38), les deux forces ont une *différence* égale à F.

Fig. 38.



La pression sur le point B_1 est beaucoup plus grande qu'au point B, ce qui est mauvais, car cet effort est supporté par la bielle directrice et, en dernier lieu, par le tourillon ω de la *fig.* 31. Un certain nombre d'accidents sont provenus de l'arrachement de ce tourillon.

La pression X en A est telle que

$$X.AB = F.BM \text{ (moments par rapport à B).}$$

La pression X_1 en A_1 est telle que

$$X_1.A_1B_1 = F.B_1M_1 \text{ (moments par rapport à } B_1\text{).}$$

Or $B_1M_1 = BM$ si les deux Marshalls sont supplémentaires; donc X_1 est beaucoup plus grand que X.

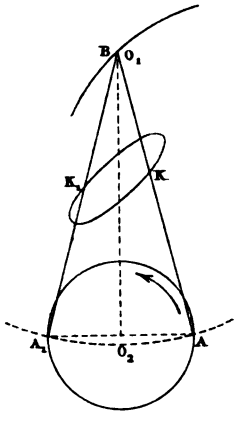
Le tourteau d'excentrique doit, par suite, avoir une longueur plus grande pour ramener à une valeur plus convenable le coefficient d'usure. On augmente ainsi l'encombrement longitudinal.

Un Marshall à point extérieur augmente donc les efforts du tourillon ω et la largeur des tourteaux d'excentrique. Nous verrons plus tard une autre série d'avantages et d'inconvénients.

Remarque sur la position du point O_1. — Nous avons dit que O_1 devait se placer à la distance L du point O_2. Cela n'est pas absolument exact.

En effet (*fig.* 39), c'est quand le point B se trouve au point O_1 que se produisent les points constants, puisque O_1 est le seul point non influencé

Fig. 39.



par la valeur de θ. Si l'on veut, comme cela est nécessaire, que les points constants soient à 180° l'un de l'autre, il faut que le cercle décrit de O_1 comme centre avec L pour rayon coupe en A et A_1 diamétralement opposés. La distance O_2O_1 est donc non pas L, mais $\sqrt{L^2 - r^2}$.

TROISIÈME PARTIE.

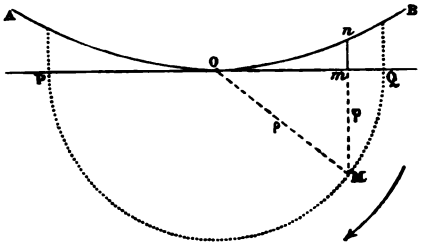
Perturbations amenées par les obliquités des bielles.

Je vais maintenant étudier les différences qui existent entre le système Marshall et le système elliptique correspondant. Nous analyserons séparément les effets des différentes bielles, en supposant, comme cela se fait d'ordinaire, que les perturbations sont indépendantes les unes des autres, c'est-à-dire que la perturbation résultante est la somme des perturbations amenées par chaque cause perturbatrice supposée seule.

Nous allons commencer par exposer quelques propriétés des mouvements pendulaires qui faciliteront notre étude.

Propriétés géométriques. — I. Soit la *fig.* 40 où AB est un arc de cercle. Soit PQ une tangente en O à ce cercle. Soit un cercle de rayon beaucoup plus faible décrit de O comme centre. Soit enfin un point M se mouvant uniformément sur ce cercle.

Fig. 40.



La projection m parcourt la droite $PQ = 2\rho$ d'un mouvement pendulaire. Je vais calculer la loi de variation de mn.

Je pose $mn = y$ et j'ai, en appelant R le rayon du cercle AB,

$$y(2R - y) = \overline{Om}^2$$

ou approximativement

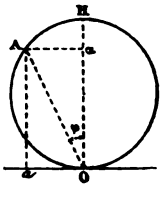
$$y = \frac{\overline{Om}^2}{2R} = \frac{\rho^2}{2R}\cos^2\varphi = \frac{\rho^2}{2R}(1 + \cos 2\varphi).$$

Ainsi, quand un point m se meut pendulairement sur une droite, les ordonnées mn d'un grand cercle tangent en O varient suivant une loi pendulaire de période moitié moindre.

Construction géométrique de la loi de variation. — Il serait évidemment très simple de prendre les ordonnées mn sur la *fig.* 40, si l'on voulait se borner à avoir leurs valeurs pour une série d'angles φ. On les aurait ainsi exactement, tandis que la construction que je vais donner et qui dérive de la formule précédente ne sera qu'approximative; mais cette construction aura l'avantage de nous permettre, par la suite, des compositions de mouvements qui simplifieront notre étude.

Prenons un cercle de diamètre $\frac{\rho^2}{2R} = OH$; il est représenté à plus grande

Fig. 41.



échelle *fig.* 41. Menons une tangente en O et par O une droite OA faisant l'angle φ avec OH. La longueur mn de la *fig.* 40 est ici représentée par Aa.

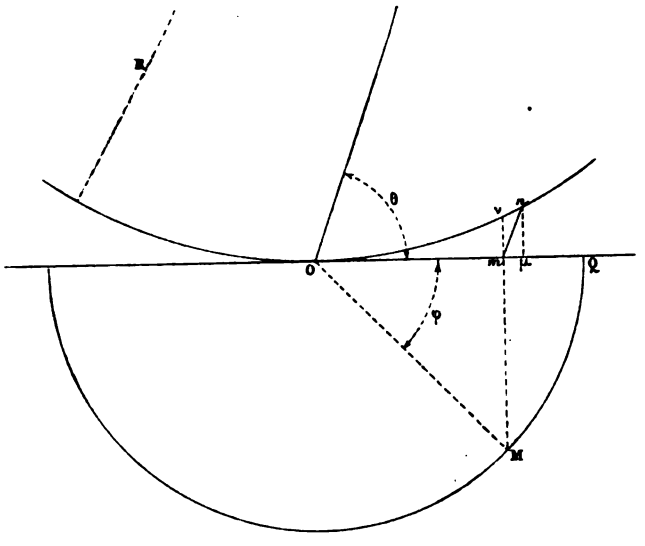
puisque

$$Aa = AO \cos\varphi = \frac{\rho^2}{2R}\cos^2\varphi.$$

La loi de variation de Aa avec le temps est connue, si l'on se donne le diamètre OH, l'angle φ_0 fait à l'origine des temps avec OH par la ligne OA, et enfin la durée d'une révolution complète du vecteur OA (une révolution complète du vecteur fait parcourir deux fois le cercle par le point A).

II. Faisons le même problème que précédemment, mais en supposant que l'ordonnée mn, au lieu d'être perpendiculaire à la tangente, est inclinée sur celle-ci d'un angle θ (*fig.* 42).

Fig. 42.



Supposons θ plus grand que 60°.

Soit mn une ordonnée oblique correspondant à l'angle φ.

$m\nu$ et μn les ordonnées droites menées par m et n.

Nous avons

$$mn = \frac{\mu n}{\sin\theta}.$$

D'ailleurs, comme précédemment,

$$(1) \qquad \mu n = \frac{\overline{O\mu}^2}{2R}.$$

Or cette égalité nous montre que $\frac{\mu n}{O\mu} = \frac{O\mu}{2R}$.

Si nous supposons R très grand par rapport à $O\mu$, on voit que $m\mu$ sera négligeable par rapport à $O\mu$.

L'égalité (1) pourra donc s'écrire

$$\mu n = \frac{\overline{Om}^2}{2R}.$$

Nous avons donc une loi identique à celle du premier problème, avec cette circonstance que les ordonnées sont amplifiées dans le rapport $\frac{1}{\sin\theta}$

$$y = \frac{1}{\sin\theta}\,\frac{2R}{\rho^2}\cos^2\varphi.$$

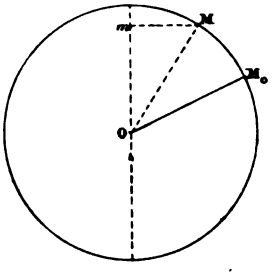
Cette loi pourra donc être représentée encore par une figure analogue à la *fig.* 41. Nous voyons que, dans cette *fig.* 41, l'extrémité a de l'ordonnée a un mouvement pendulaire dont la période est la moitié de la période du mouvement pendulaire primitif. De plus, les ordonnées sont comptées non pas à partir de la mi-course, mais à partir de l'un des bouts de course. Nous nommerons cette loi de variation des ordonnées : *loi semi-pendulaire.*

Composition de deux mouvements pendulaires de même période (règle de Fresnel).

Soit (*fig.* 43) un cercle O.

M le parcourt uniformément; la projection m sur le diamètre vertical a un

Fig. 43.



mouvement pendulaire qui sera entièrement connu en connaissant la période T, le sens de la rotation et le *rayon initial* OM_0, c'est-à-dire, le rayon vecteur de OM à l'origine des temps.

En effet, ce rayon initial donne à lui seul le calage et la course.

Soit y la distance Om. Le mouvement résultant de deux mouvements tels que celui-là serait, par définition, le mouvement d'un point mobile tel que $Y = \Sigma y$.

Prenons (*fig.* 44) deux cercles O' et O'' parcourus par M' et M'' dans le même temps T et dans le même sens. Soient $O'M'_0$ et $O''M''_0$ les rayons initiaux, O'M' et O''M'' les rayons à un même instant t : ces rayons font tous deux le même angle $\varphi = \frac{2\pi t}{T}$ avec les rayons initiaux.

Soient $y' = O'm'$ et $y'' = O''m''$.

Menons par un point O $O\mu_0$ égal et parallèle à $O'M'_0$ et $\mu_0 N_0$ égal et parallèle

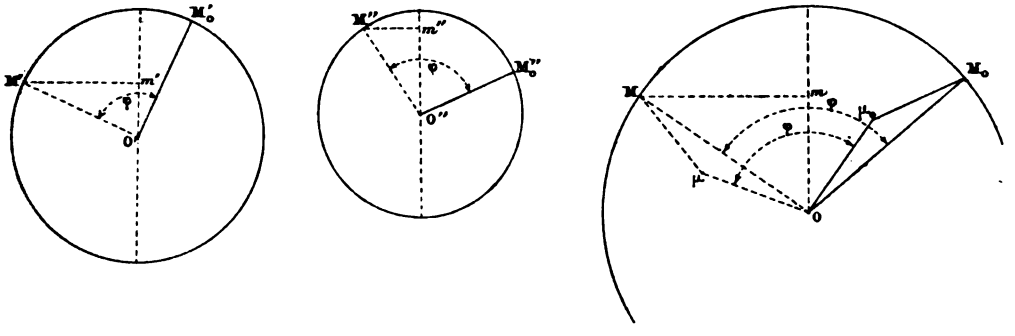
à $O''M''_0$. Faisons tourner cette figure de l'angle φ autour de O sans la déformer ; M_0 parcourt un cercle de centre O et vient en M. On voit évidemment que $O\mu$ est égal et parallèle à $O'M'$ et μM à $O''M''$.

D'où $Om = O'm' + O''m''$, c'est-à-dire que le mouvement de m est le mouvement résultant de m' et m''.

Nous voyons que M parcourt uniformément le cercle de rayon OM_0, c'est-à-dire que le mouvement de m est pendulaire, sa période est T et son rayon initial est OM_0.

Il faut remarquer, d'ailleurs, que OM_0 s'obtient au moyen de $O'M'_0$ et de $O''M''_0$ de la même façon que l'on obtiendrait la résultante de deux forces, en les portant en grandeur et en direction l'une au bout de l'autre.

Fig. 44.



Ceci peut évidemment se généraliser pour plusieurs mouvements, d'où l'énoncé suivant, connu sous le nom de règle de Fresnel :

Le mouvement résultant de plusieurs mouvements pendulaires de même période est encore un mouvement pendulaire de même période, dont le rayon initial s'obtient en composant comme des forces les rayons initiaux.

Composition de plusieurs mouvements semi-pendulaires. — Soient (*fig.* 45) $O'H'$ le diamètre d'un cercle, $O'M'$ une position d'un vecteur qui tourne autour de O' dans le temps T. On voit facilement que M' fait deux tours uniformément sur le cercle pendant que le vecteur en fait un.

$O'm'$ est la quantité qui varie suivant la loi semi-pendulaire.

On voit que $O'm' = O'\omega' + \omega'm'$, c'est-à-dire que l'ordonnée d'un mouvement semi-pendulaire d'amplitude h s'obtient en ajoutant à $\frac{h}{2}$ l'ordonnée d'un mouvement *pendulaire* de rayon $\frac{h}{2}$ et de période $\frac{T}{2}$.

Si $O'M'_0$ est le vecteur initial au temps zéro, $\omega'M'_0$ est le rayon initial du mouvement pendulaire.

La somme des quantités $O'm'$ relatives à plusieurs mouvements semi-pendulaires s'obtiendra donc en sommant algébriquement toutes les quan-

tités $\frac{h}{2}$, en composant tous les mouvements pendulaires de période $\frac{T}{2}$ en un seul et en ajoutant.

Fig. 45.

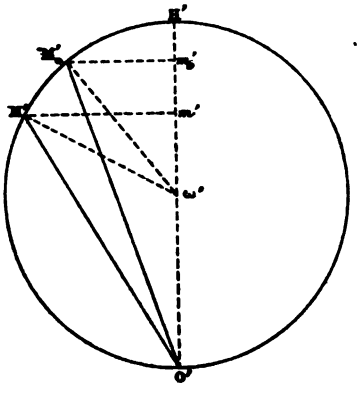
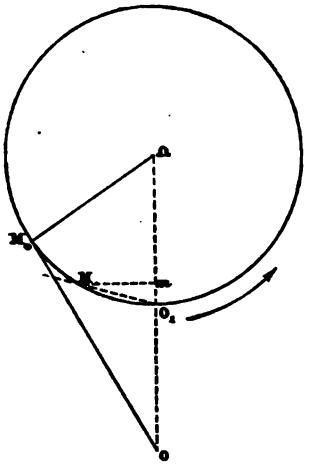


Fig. 46.



Ainsi (*fig.* 46), prenons $O\Omega = \Sigma \frac{h}{2}$.

Prenons ΩM_0 résultante géométrique de tous les rayons initiaux, tels que $\omega' M'_0$ de la figure précédente, composés comme des forces appliquées en Ω.

Décrivons le cercle de rayon ΩM_0.

Le point M partant de M_0 au temps zéro et tournant dans le temps $\frac{T}{2}$ donnera, par sa projection, le mouvement résultant. Mais ce mouvement de M, nous pouvons l'obtenir par la rotation dans le temps T du vecteur O_1M autour de O_1, ce qui nous fait retomber sur un mouvement semi-pendulaire.

Ainsi, plusieurs mouvements semi-pendulaires, en s'ajoutant, donnent un mouvement semi-pendulaire plus une constante OO_1 qui est la différence entre la somme *algébrique* des rayons des cercles et leur somme *géométrique* ou résultante.

Le point M_0 s'obtient directement en composant comme des forces les vecteurs tels que $O'M'_0$ (de la *fig.* 45).

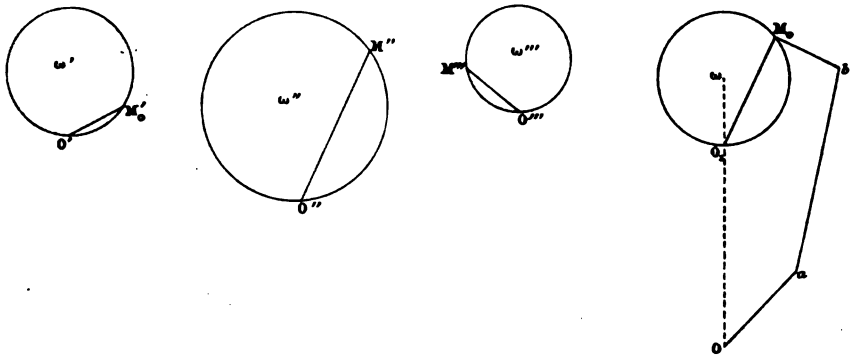
En effet, sur la *fig.* 45, $O'M'_0$ peut se décomposer en $O'\omega'$ et $\omega' M'_0$; en composant à part tous les $O'\omega'$, on a la ligne $O\Omega$ de la *fig.* 46; de même tous les $\omega' M'_0$ donnent ΩM_0, et enfin, $O\Omega$ et ΩM_0 composés donnent OM_0.

On aurait donc eu directement OM_0 en composant les $O'M'_0$, puisque les décompositions et recompositions successives ne changent pas la résultante.

Donc, pour composer effectivement ces mouvements, on prend (*fig.* 47) $O\omega = \Sigma O'\omega'$, on porte les uns au bout des autres les vecteurs initiaux $O'M'_0 \ldots$, on décrit le cercle de centre ω passant par M_0, on a ainsi O_1. On

joint O_1M_0 et l'on a ainsi les éléments du mouvement semi-pendulaire résultant et la valeur de la constante OO_1.

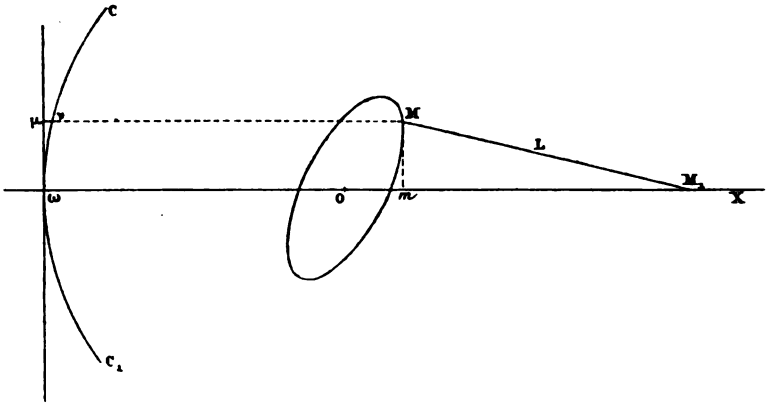
Fig. 47.



Nous pouvons passer maintenant à l'étude de l'obliquité des bielles. Je vais en faire une théorie aussi simple que possible, et l'appliquer comme exemple au système moteur de bielle et manivelle. Ceci aura l'avantage de nous conduire à la courbe exacte des mouvements du piston. Quand nous y aurons joint l'étude du mouvement du tiroir, nous aurons ainsi tous les éléments nécessaires pour passer de l'épure circulaire de Reech à l'épure sinuscïdale complète.

1° *Obliquité simple.* — Soit une courbe fermée (*fig.* 48) parcourue par un point M, tête d'une bielle MM_1 dont le pied parcourt la droite OX. Soit m la projection de M. Le point M_1 serait à la distance L de m si la bielle faisait un

Fig. 48.



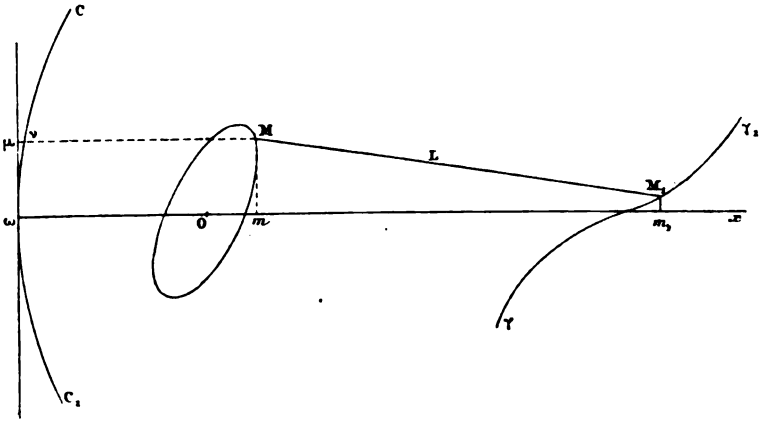
angle nul avec OX. En réalité, $OM_1 = Om + L - \varepsilon$, ε est nommé *erreur d'obliquité*, sa valeur est évidemment la longueur $\mu\nu$ interceptée entre le cercle CC_1 de rayon L et sa tangente en ω par la parallèle $M\mu$ à OX.

Si y est l'ordonnée Mm on a approximativement

$$\varepsilon = \frac{y^2}{2L}.$$

2° *Obliquité double.* — Soit (*fig.* 49) une bielle dont la tête parcourt une courbe fermée, et dont le pied parcourt $\gamma\gamma_1$.

Fig. 49.



Soit MM_1 une position de la bielle, mm_1 les projections de M et M_1; la distance mm_1 serait égale à L si ce n'était l'obliquité; en réalité

$$Om_1 = Om + L - \eta.$$

On voit que l'erreur η est égale à la longueur $\mu\nu$ comprise entre le cercle CC_1 de rayon L et sa tangente en ω, sur une parallèle à OX menée à une hauteur $\omega\mu = Mm - M_1m_1$.

Ainsi, y désignant Mm et y_1 désignant M_1m_1,

$$\eta = \frac{(y - y_1)^2}{2L},$$

d'où

$$\eta = \frac{y^2}{2L} + \frac{y_1^2}{2L} - 2\frac{y_1 y}{2L}.$$

Si ε désigne l'erreur que l'on aurait si M_1 restait sur Ox, ε_1 désignant l'erreur que l'on aurait si M était sur Ox, on aurait

$$\varepsilon = \frac{y^2}{2L}, \qquad \varepsilon_1 = \frac{y_1^2}{2L},$$

d'où

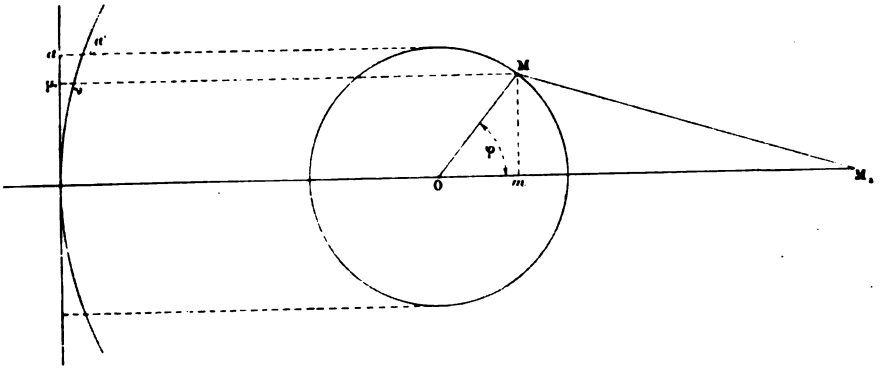
$$\eta = \varepsilon + \varepsilon_1 - 2\sqrt{\varepsilon\varepsilon_1} = (\sqrt{\varepsilon} - \sqrt{\varepsilon_1})^2$$

Passons aux applications de cette théorie.

1. — *Obliquité de la bielle motrice.*

On a (*fig.* 50) $OM_1 = Om + L - \mu\nu$. Si l'on fait abstraction de L, on voit que le mouvement de M_1 s'obtiendrait en retranchant $\mu\nu$ de Om. Or $\mu\nu$ varie suivant une loi semi-pendulaire d'après ce que nous avons vu. Donc le mou-

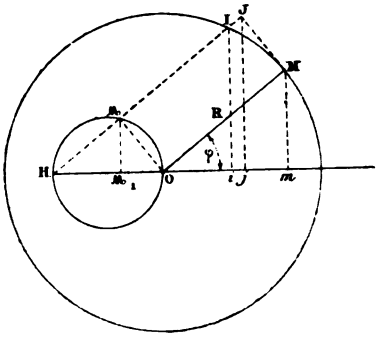
Fig. 50.



vement de M_1 est la superposition d'un mouvement pendulaire (celui de Om) et d'un mouvement semi-pendulaire (celui de $\mu\nu$). Je vais indiquer une construction simple de ce mouvement.

L'amplitude du mouvement semi-pendulaire est $aa' = \frac{R^2}{2L}$.

Fig. 51.



Soient donc (*fig.* 51) le cercle de la *fig.* 50 en plus grand et le rayon vecteur OM, m étant la projection de M. Soit $OH = \frac{R^2}{2L}$.

Traçons un cercle sur OH comme diamètre et menons H$\mathcal{M}$ parallèle à OM, on voit facilement que $\mathcal{M}_1O = \varepsilon$, d'après ce qui a été dit au commencement de ce Chapitre.

Menons en M la tangente au cercle, c'est-à-dire une perpendiculaire à OM

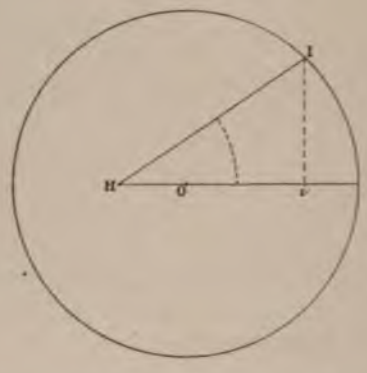
et à $H\mathcal{M}$, nous obtenons un point J dont la projection j est telle que $Oj = Om - O\mathcal{M}_1 = Om - \varepsilon$.

Ainsi, j se meut absolument comme le pied de la bielle de la *fig.* 50, puisqu'il suffit d'ajouter la constante L à l'abscisse de l'un pour avoir l'abscisse de l'autre.

Mais, si nous supposons que OH est très faible par rapport à R, la tangente MJ se confond sensiblement avec l'arc de cercle MI, et le point i peut remplacer le point j.

On obtient donc le mouvement du pied d'une bielle (*fig.* 52) en prenant la projection i du point I obtenu en faisant tourner le rayon vecteur HI, non

Fig. 52.



pas autour du centre O, mais autour d'un point H excentré de la longueur $OH = \frac{R^2}{2L}$.

Exemple numérique de l'erreur commise. — Prenons une bielle de 2^m avec une manivelle de $0^m,50$. La course du piston est alors 1^m.

La perturbation aa' (*fig.* 50) est, en réalité, donnée par

$$aa'(2L - aa') = R^2,$$

d'où

$$aa' = 0^m,0635,$$

soit $6^{cm},\frac{1}{3}$ d'erreur donnée par l'épure circulaire ordinaire.

La valeur approchée ε donnée par la formule $\varepsilon = \frac{R^2}{2L}$ donne $\varepsilon = 0,0625$, soit une erreur de 1^{mm} sur une course de 1^m.

En prenant, de plus, la construction de la *fig.* 52, on introduit une nouvelle erreur égale à $IJ \cos\varphi$ (*fig.* 53). Or

$$IJ = \frac{\overline{JM}^2}{2R} = \frac{\overline{OH}^2 \sin^2\varphi}{2R};$$

mais

$$OH = \frac{R^2}{2L},$$

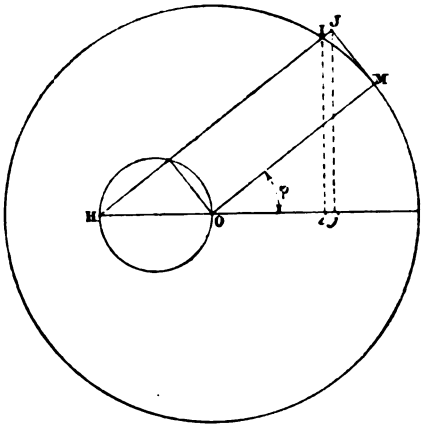
d'où

$$ij = \frac{R^3}{8L^2} \sin^2\varphi \cos\varphi.$$

Le maximum de $\sin^2\varphi \cos\varphi$ est donné par

$$2\sin\varphi\cos^2\varphi - \sin^3\varphi = 0, \quad \text{ou} \quad \sin^2\varphi = \frac{2}{3} \quad \text{et} \quad \cos\varphi = \frac{1}{\sqrt{3}}.$$

Fig. 53.



Donc le maximum de ij est donné par

$$ij = \frac{R^3}{8L^2} \frac{2}{3} \frac{1}{\sqrt{3}},$$

ce qui, avec les dimensions choisies, donne

$$ij = \frac{1}{8.4.4.3.\sqrt{3}} = \frac{1}{664,32} = 0^m,00150,$$

soit $1^{mm},5$ d'erreur.

Les deux erreurs dues l'une à la formule, l'autre à la substitution de I à J, ne s'ajoutent pas puisque, quand IJ est maximum, ε ne l'est pas et que, quand ε est maximum ($\varphi = 90°$), IJ ne donne pas d'erreur.

On peut donc compter sur une erreur toujours plus faible que 2^{mm}, soit une erreur de $\frac{1}{500}$ de la course au plus.

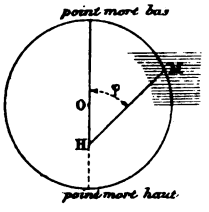
Une approximation plus grande serait, je pense, inutile dans la pratique, puisque l'introduction, l'évacuation et le refoulement sont ainsi connus à $\frac{1}{500}$ près.

Une disposition commode de cette épure consiste (*fig.* 54) à faire usage de papier millimétrique et à y tracer un cercle dont le diamètre soit 200^{mm}, par exemple. On peut lire ainsi immédiatement, par les divisions du papier, à quelle fraction de sa course le piston se trouve pour un angle φ de la manivelle avec sa position mort-bas, et réciproquement à quel angle φ correspond une position donnée du piston.

Remarque. — La longueur OH se porte du côté opposé à la bielle.

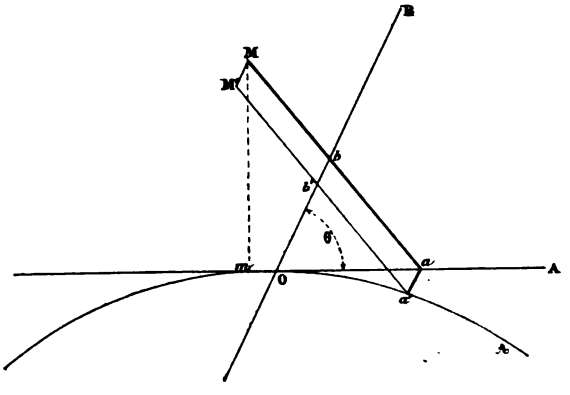
Passons maintenant à l'étude du mouvement du tiroir conduit par le système Marshall. Je renvoie au précédent Chapitre pour la désignation des bielles AL_1L_2.

Fig. 54.



Influence de A (*fig.* 55). — Le système elliptique, pour une certaine orientation du segment, donnerait un point M. Si l'on remplace OA par la directrice vraie $O\mathcal{A}$, de rayon L, on a une variation de la projection de M. Cette variation, que nous nommerons ε, est égale à $aa' \cos\theta$; d'ailleurs, aa' varie

Fig. 55.



d'un mouvement semi-pendulaire, d'après ce qui a été vu au début de ce Chapitre. Le maximum de aa' correspond au maximum de Oa', c'est-à-dire quand a est le plus loin possible.

Cette position a_1 de a (*fig.* 56) a lieu pour b_1a_1 perpendiculaire à OB.

Donc l'influence de A se traduit par un mouvement semi-pendulaire ramenant toujours le tiroir vers le point O; le maximum d'effet a lieu pour $\varphi = \frac{\pi}{2} + \theta$ et $\varphi = \frac{3\pi}{2} + \theta$, la valeur maxima est

$$h = \frac{\overline{Oa_1}^2}{2A} \frac{1}{\sin\theta} \cos\theta;$$

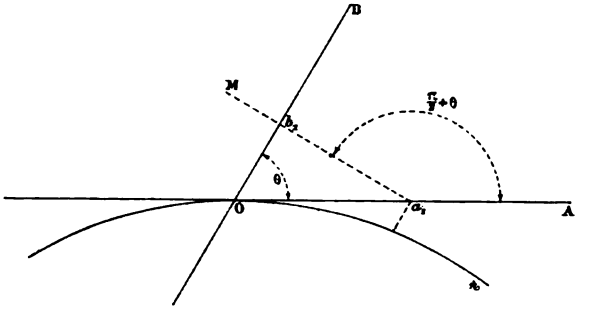
d'ailleurs

$$Oa_1 = \frac{\lambda}{\sin\theta},$$

d'où

$$h = \frac{\lambda^2}{2A} \frac{\cos\theta}{\sin^3\theta}.$$

Fig. 56.



Influence de L_1. — L'influence de la courbure de la directrice est de ramener (*fig.* 57) le segment vers le tiroir, c'est-à-dire d'écarter le tiroir du centre du mouvement elliptique.

Fig. 57.

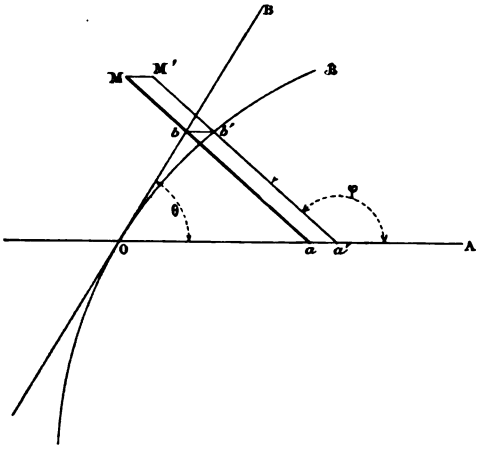
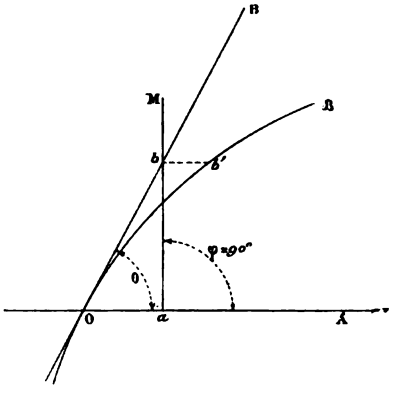


Fig. 58.



Le déplacement est MM'. Il varie suivant la loi semi-pendulaire. Son maximum a lieu pour $\varphi = 90°$. Sa valeur est alors (*fig.* 58)

$$MM' = bb' = \frac{1}{\sin\theta} \frac{\overline{Ob}^2}{2L'_1} = \frac{1}{\sin^3\theta} \frac{\overline{ab}^3}{2L'_1},$$

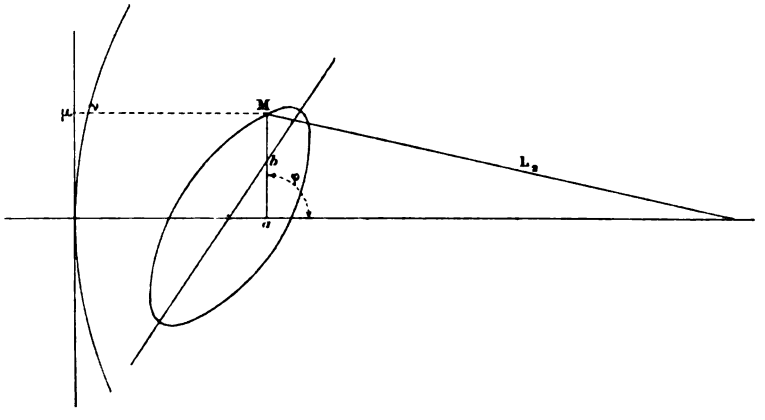
soit

$$\frac{\lambda^2}{2L'_1} \frac{1}{\sin^3\theta};$$

L'_1 est le rayon de l'arc de cercle $O\mu\nu$. Nous savons que c'est un homothétique de L_1 donné par $L'_1 = \frac{A}{L} L_1$ (*voir* p. 69).

Influence de L_2 (*fig.* 59). — Le mouvement de M est pendulaire en hau-

Fig. 59.



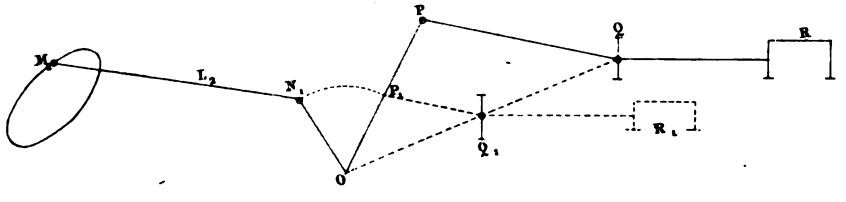
teur; la variation $\varepsilon = \mu\nu$ suit donc la loi semi-pendulaire. Le maximum d'effet a lieu pour $\varphi = 90°$.

Sa valeur est alors

$$\frac{l^2}{2L^2}.$$

Influence d'un mouvement de sonnette. — Je vais indiquer, en passant, d'une façon sommaire, l'influence d'un mouvement de sonnette. Soit (*fig.* 60) un mouvement de sonnette à branches inégales autour de O. On peut, en

Fig. 60.



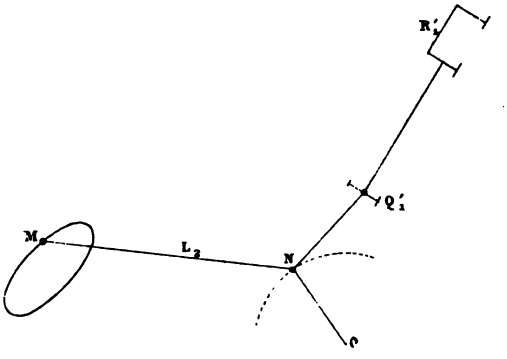
réduisant homothétiquement la portion PQR en $P_1Q_1R_1$, obtenir un mouvement de sonnette à branches égales; le mouvement de R_1 sera seulement plus petit que celui de R, mais suivra les mêmes lois.

Je puis alors, en faisant tourner l'ensemble $OP_1Q_1R_1$ autour de O jusqu'à ce que P_1 vienne en N_1, réduire le mouvement de sonnette à ceci (*fig.* 61).

Le point menant M parcourt son ellipse; la bielle L_2 glisse par son pied sur l'arc de cercle de centre O, la bielle $N_1Q'_1$ guide le mouvement de Q'_1 sur ses

glissières. On aura alors une obliquité double entre M et N et une obliquité simple entre N_1 et Q_1.

Fig. 61.



Or une obliquité simple est de la forme

$$\varepsilon = A \sin^2(\varphi + \varphi_0)$$

quand le mouvement principal est pendulaire, car cette équation représente le mouvement semi-pendulaire le plus général.

Une obliquité double est, comme nous l'avons vu page 80,

$$\eta = \varepsilon_0 + \varepsilon_1 - 2\sqrt{\varepsilon_0 \varepsilon_1};$$

donc

$$\eta = A \sin^2(\varphi + \varphi_0) + B \sin^2(\varphi + \varphi_1) - 2\sqrt{AB} \sin(\varphi + \varphi_0) \sin(\varphi + \varphi_1),$$

$$\eta = A \sin^2(\varphi + \varphi_0) + B \sin^2(\varphi + \varphi_1) + \sqrt{AB}\{\cos[2\varphi + (\varphi_1 - \varphi_0)] - \cos(\varphi_1 - \varphi_0)\},$$

$$\eta = A \sin^2(\varphi + \varphi_0) + B \sin^2(\varphi + \varphi_1) - 2\sqrt{AB} \sin^2\left(\varphi + \frac{\varphi_1 + \varphi_0}{2}\right) - \sqrt{AB}[1 - \cos(\varphi_1 - \varphi_0)];$$

soit, trois mouvements semi-pendulaires, plus une constante.

Mouvement final du tiroir. — Le mouvement total du tiroir s'obtiendra par addition de tous les mouvements précédents. Les constantes rentrent avec la tige du tiroir dans la valeur de la distance qui sépare la position moyenne du tiroir du centre du mouvement elliptique.

Quant au mouvement du tiroir relativement à une position moyenne, on l'obtiendra par la somme :

1° D'un mouvement pendulaire;

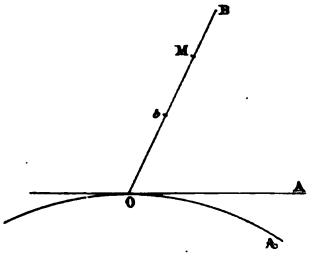
2° D'un mouvement semi-pendulaire obtenu en composant tous ceux que l'on a vus suivant la règle indiquée.

Je vais effectuer cette composition pour le cas où il n'y a pas de mouvement de sonnette.

Je prends pour origine des temps le passage du point menant du tiroir au point constant intérieur.

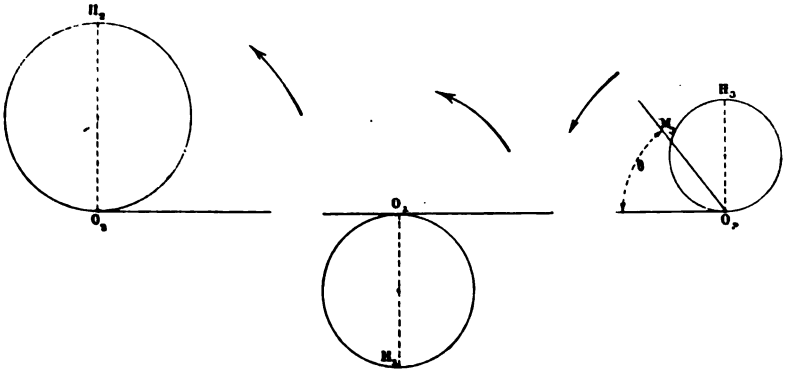
A ce moment l'obliquité de L_2 est nulle; L'_1 ne donne pas non plus de perturbation à ce moment; quant à A, on peut voir que son effet sera nul un certain temps après. Il faut que le segment soit sur la directrice OB (*fig.* 62); ce sera donc un angle θ plus tard que le fait se produira.

Fig. 62.



Le dessin des trois cercles avec leurs rayons initiaux est donc donné par la *fig.* 63.

Fig. 63.



O_2H_2 est égal à $\frac{l_2}{2L_2}$; nous le désignerons par h_2.

O_1H_1 est égal à $\frac{\lambda^2}{2L'_1}\frac{1}{\sin^2\theta}$; or L'_1 est égal à $L_1\frac{\Lambda}{L}$, c'est-à-dire, à très peu près, comme on l'a vu dans la première Partie, à $L_1 \times \frac{\lambda}{l}$, ce qui donne

$$O_1H_1 = \frac{\lambda^2}{2L_1\frac{\lambda}{l}}\frac{1}{\sin^2\theta} = \frac{\lambda l}{2L_1}\frac{1}{\sin^2\theta},$$

nous désignerons O_1H_1 par h_1.

O_3H_3 est égal à $\frac{\lambda^2}{2L}\frac{\cos\theta}{\sin^2\theta}$ et sera désigné par h.

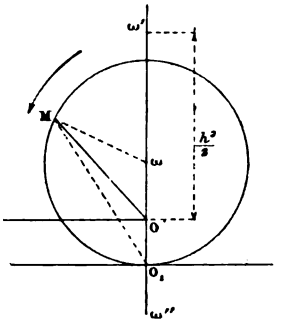
De plus, au temps o, c'est-à-dire, au passage au point mort intérieur, on a encore à parcourir $\frac{\pi}{2}$ pour que les deux premiers termes prennent leur maxi-

mum, et on a encore à parcourir θ pour que le troisième s'annule, ce qui donne les rayons initiaux tels qu'ils sont indiqués sur la *fig.* 63.

Il s'agit de comparer les trois mouvements de la *fig.* 63.

Je vais le faire sur la *fig.* 64; seulement, pour rendre la figure plus claire, j'exagérerai les dimensions.

Fig. 64.



Je prends $O\omega' = \frac{h^2}{2}$, c'est-à-dire

$$\frac{l^2}{4L_2},$$

puis $\omega'\omega''$, vers le bas, égal à $\frac{h_1}{2}$, c'est-à-dire à

$$\frac{\lambda l}{4L_1}\frac{1}{\sin^3\theta},$$

puis $\omega''\omega$, vers le haut, égal à $\frac{h}{2}$, c'est-à-dire à

$$\frac{\lambda^2}{4A}\frac{\cos\theta}{\sin^3\theta};$$

ω est le centre du cercle final.

La résultante des rayons initiaux se compose simplement du rayon initial O_3M_3 de la *fig.* 63, puisque les deux autres sont nuls. Portons donc en OM cette longueur en grandeur et direction.

Remarquons, sur la *fig.* 63, que $O_3M_3 = O_3H \times \sin\theta$, par conséquent

$$O_3M_3 = \frac{\lambda^3}{2A}\frac{\cos\theta}{\sin^2\theta}.$$

Décrivons alors le cercle de centre ω passant en M; soit O_1 son point le plus bas.

L'influence des obliquités réunies sera donc de superposer aux ordonnées du mouvement pendulaire pur :

D'abord la constante OO_1 ici négative.

Ensuite l'ordonnée d'un mouvement semi-pendulaire dont le cercle est le cercle ainsi tracé, l'origine le point O_1 et le rayon initial la ligne O_1M.

Équation résultante. — Telle est la construction de la perturbation complète du tiroir. L'équation qui la représente serait, comme on le déduirait facilement des résultats des pages 84 et suivantes,

$$y = -\frac{\lambda^2}{2A}\frac{\cos\theta}{\sin^3\theta}\sin^2(x-\theta) + \frac{\lambda l}{2L_1}\frac{1}{\sin^3\theta}\sin^2 x - \frac{l^2}{2L_2}\sin^2 x,$$

en prenant pour origine des angles x la position du segment couché sur OA.

QUATRIÈME PARTIE.

Détermination de L_1 et de L_2.

Nous avons ainsi résolu le problème suivant : Étant donnés L_1, L_2 et A, déterminer la perturbation résultante.

Le problème pratique est, au contraire : Étant donnée la sinusoïde théorique, déterminer L_1 et L_2 de façon à avoir une perturbation utile ou tout au moins le moins nuisible possible.

Malheureusement ce problème ne comporte pas de solution générale possible, car une courbe de distribution parfaite devrait remplir un grand nombre de conditions contradictoires, sur l'importance relative desquelles l'accord n'est pas absolument fait. Les circonstances où l'on se trouve peuvent amener à donner la prépondérance tantôt à l'une, tantôt à une autre.

Nous pouvons seulement faire les remarques suivantes :

I. Il n'y a pas lieu de considérer ce problème comme comportant deux variables arbitraires L_1 et L_2. En effet, on voit, sur la *fig.* 64, que les deux influences agissent juste au rebours l'une de l'autre, en sorte que l'on peut presque dire que, pour obtenir un résultat déterminé, on obtient une infinité de valeurs de L_1 et de L_2 allant deux à deux, et le choix sera déterminé uniquement par la condition de trouver des valeurs de L_1 et de L_2 de dimensions moyennes.

On devra, par suite, se fixer L_2 tel que la tige du tiroir ne sorte presque pas du presse-étoupe quand le tiroir est à bout de course pour sa plus grande course, et ensuite déterminer L_1 par l'épure indiquée, quitte à retoucher légèrement L_2 si cela est nécessaire.

II. Les desiderata peuvent se diviser en deux classes :

1° Ceux qui conduisent à remplir exactément, à une marche déterminée, une condition déterminée;

2° Ceux qui conduisent à satisfaire le mieux possible une condition déterminée à toutes les marches possibles.

Dans la première classe nous aurons, par exemple, le desideratum suivant :

« Diminuer le plus possible les forces d'inertie. »

Nous verrons que l'on est amené pour cela à rendre minima la perturbation à grande allure. Nous devons donc nous arranger pour voir, à la valeur

minima de θ, le plus petit rayon de perturbation possible, ce qui donnera une valeur de L_1 et une seule.

Dans la deuxième classe nous aurions le desideratum suivant :

« Avoir toujours des introductions aussi égales que possible au haut-vapeur et au bas-vapeur. »

On prendra alors plusieurs valeurs de θ équidistantes, comprises entre le minimum (allure à outrance) et le maximum de θ (la plus faible introduction usuelle); pour chacune de ces valeurs, on déterminera L_1 et on prendra la moyenne.

J'attirerai l'attention sur ce point que c'est la moyenne *harmonique* que l'on doit prendre et non la moyenne *arithmétique*.

La moyenne harmonique μ de n quantités a, b, c, d, ... est, comme on le sait, donnée par l'égalité

$$\frac{n}{\mu} = \frac{1}{a} + \frac{1}{b} + \frac{1}{c} + \ldots,$$

qu'on peut écrire

$$\frac{1}{\mu} = \frac{\frac{1}{a} + \frac{1}{b} + \frac{1}{c}}{n};$$

c'est donc l'inverse de la moyenne arithmétique des inverses.

En effet, la construction d'une sinusoïde de perturbation nous donne chaque fois une valeur de h_1, c'est-à-dire de $\frac{\lambda l}{2 L_1 \sin^3 \theta}$, c'est-à-dire une valeur de $\frac{1}{L_1}$.

Ce sont ces diverses valeurs dont nous sommes amené à prendre la moyenne. Or ces quantités étant inverses des L_1 correspondants, on voit bien que c'est la moyenne harmonique des valeurs de L_1 qu'il faut prendre.

Donc *si par une épure quelconque dans laquelle les obliquités ne seraient aucunement mises en évidence*, ainsi qu'on en verra une plus tard, on est amené à avoir une série de valeurs de L_1 entre lesquelles il faut choisir, ce sera la moyenne harmonique qu'il faudra prendre.

Cette remarque a son utilité, comme on va le voir.

La moyenne harmonique de plusieurs quantités est, en effet, toujours plus faible que la moyenne arithmétique [1]. Or on peut se convaincre par l'expé-

---

[1] Soient deux quantités a et b, la moyenne arithmétique est

$$m = \frac{a+b}{2},$$

la moyenne géométrique est

$$g = \sqrt{ab},$$

la moyenne harmonique est

$$\mu = \frac{2}{\frac{1}{a} + \frac{1}{b}};$$

en multipliant m et μ, on obtient

$$m\mu = g^2. \qquad (1)$$

rience que les longueurs L_1 déterminées rationnellement comme je l'indique sont généralement assez grandes quel que soit le desideratum choisi.

On aurait donc, en prenant la moyenne arithmétique, à vaincre des difficultés d'encombrement, et cela sans bénéfice pour le résultat recherché, au contraire.

Ainsi, pour donner un exemple, si deux déterminations différentes amenaient, l'une à $L_1 = 50^{cm}$, l'autre à $L_1 = 1^m$, la moyenne arithmétique serait 75^{cm} et la moyenne harmonique 66^{cm} seulement.

III. Choix entre deux Marshalls supplémentaires. — Ici se place la dernière série de circonstances pouvant plaider pour ou contre les Marshalls intérieurs ou extérieurs.

$\frac{l}{\Lambda}$ est > 1 pour le Marshall extérieur et < 1 pour le Marshall intérieur.

Donc, quand une valeur L'_1 a été trouvée pour le rayon de la directrice O ub, c'est par $\frac{l}{\Lambda}$ qu'il faut la multiplier pour avoir L_1; donc on aura à égalité de courbure pour O ub de plus grandes bielles de suspension dans le cas du Marshall à point intérieur que dans celui du Marshall supplémentaire.

Ainsi, nous avons donné comme valeur approximative de $\frac{l}{\Lambda}$ la valeur $\frac{4}{3}$ pour un Marshall intérieur, c'est-à-dire correspondant à un segment de nom contraire, et la valeur $\frac{2}{3}$ dans le cas inverse. On voit par là que la bielle de suspension est doublée dans le premier cas.

Ce résultat n'est pas absolu, car la valeur à donner à la courbure de O ub peut être modifiée par la nature du Marshall adopté.

Il faudra, dans chaque cas, voir pour la valeur de $\frac{l}{\Lambda}$ que l'on se donne, et eu égard aux conditions qui peuvent joindre L'_1 à la nature du Marshall, quel est celui des deux qui donne la bielle L_1 la plus convenable.

Telles sont les remarques générales à faire sur le choix des longueurs L_1 et L_2. Je vais traiter un exemple de chaque classe.

Première classe : Diminuer le plus possible les valeurs maxima des forces d'inertie. — Le problème est le suivant : Étant donnée une course $2c$ à parcourir aller

---

c'est-à-dire que la moyenne géométrique de a et de b est aussi la moyenne géométrique de m et de μ.

Or l'identité

$$\left(\frac{a+b}{2}\right)^2 - \left(\frac{a-b}{2}\right)^2 = ab,$$

qu'on peut écrire

$$m^2 - \left(\frac{a-b}{2}\right)^2 = g^2, \tag{2}$$

montre que m est toujours plus grand que g. Donc μ est d'après (1) plus petit que g et *a fortiori* que m.

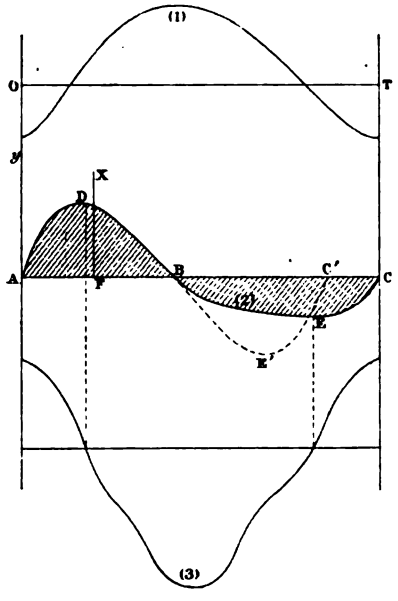
et retour dans un temps donné T, effectuer ce parcours de manière à avoir une accélération maxima le moins grande possible.

La courbe des espaces (*fig.* 65) aura une forme telle que (1);

Celle des vitesses une forme telle que (2);

Celle des accélérations une forme telle que (3).

Fig. 65.



Je raisonne sur la courbe (2). Les deux aires hachées sont égales et données (demi-course). Le $\frac{dy}{dx}$ de (2) doit avoir un maximum aussi bas que possible (coefficient angulaire = dérivée = accélération). Je dis, pour cela, qu'il faut que B soit au milieu entre A et C.

En effet, soient y_1 le plus grand coefficient angulaire entre A et B et y_2 le plus grand entre B et C; supposons B plus près de A que de C.

Si $y_1 < y_2$, je remplace BEC par BE'C' égal à ADB renversé. Dans ADBE'C', la plus grande accélération est y_1 : donc premier gain.

Je dilate ensuite ma courbe horizontalement pour amener C' en C, ce qui amène B au milieu de AC, les dx augmentent : donc deuxième gain.

Enfin, comme cette dernière opération a changé l'aire en l'agrandissant, je diminue toutes les ordonnées proportionnellement, les dy diminuent : d'où troisième gain.

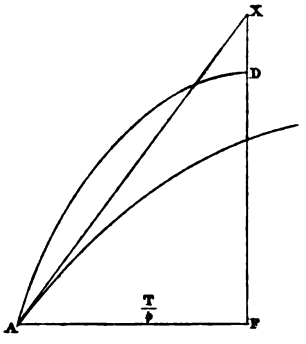
Si $y_1 = y_2$, le premier gain n'existe plus, les deux autres subsistent.

Si $y_1 > y_2$, le premier gain n'existe pas, puisque la plus grande valeur, qui était y_1, reste encore y_1, mais les deux autres gains subsistent.

Un raisonnement analogue nous amènerait à conclure que la portion ADB doit être symétrique par rapport à l'ordonnée FX menée au milieu de AB.

Donc il nous faut (*fig.* 66) partir de A et arriver en FX, de manière à avoir

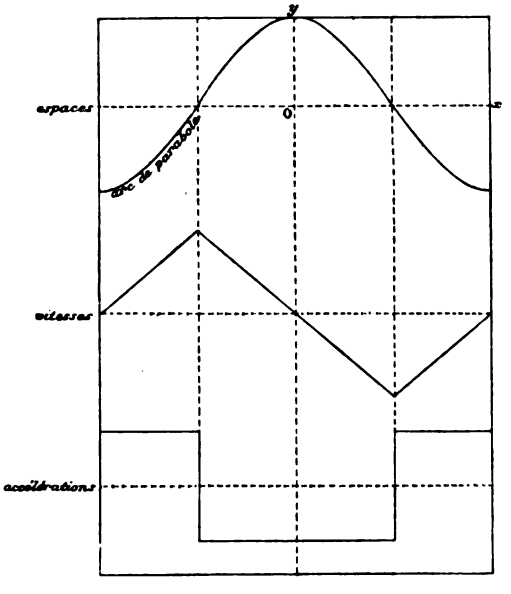
Fig. 66.



l'aire $\frac{C}{2}$ et les $\frac{dy}{dx}$ les plus faibles possible. Soit AX la droite qui donne l'aire voulue, on peut voir facilement que toute courbe ou bien restera sous la droite et alors ne donnera pas l'aire voulue, ou bien sortira de la droite, et alors on aura des coefficients angulaires plus grands.

Les courbes donnant, à course et temps donnés, les moindres forces d'inertie

Fig. 67.



sont donc celles de la *fig.* 67. La courbe des vitesses est une série de droites brisées; celle des accélérations, une série de tronçons de droites parallèles,

et celle des espaces, une série d'arcs de sommets de parabole (intégrale d'une droite).

Je ne connais pas d'appareil donnant ce mouvement. Le bénéfice en serait très sensible. En effet, comparons-le au mouvement pendulaire.

Soit (*fig.* 67) yOx deux axes de coordonnées auxquels nous rapportons la parabole; l'équation de cette parabole est

$$x^2 = 2p(y - c) \qquad (c = \tfrac{1}{2}\text{ course});$$

pour $y = 0$, on a

$$x = \frac{T}{4} \qquad (T \text{ période d'aller-retour}),$$

d'où l'équation de la parabole

$$y = C\left(1 - 16\frac{x^2}{T^2}\right);$$

donc

$$y' = -32\frac{Cx}{T^2},$$

$$y'' = -32\frac{C}{T^2},$$

le *minimum maximorum* de l'accélération pour une course $2C$ et une période donnée est donc

$$32\frac{C}{T^2};$$

pour un mouvement pendulaire, on a

$$y = C\sin 2\pi\frac{t}{T},$$

d'où

$$y' = \frac{2\pi}{T}C\cos 2\pi\frac{t}{T}$$

et

$$y'' = -\frac{4\pi^2}{T^2}C\sin 2\pi\frac{2}{T};$$

l'accélération maxima est donc

$$4\pi\frac{C}{T^2};$$

or $4\pi^2$ est environ 39,5.

On voit par là un avantage sérieux pour le premier mouvement. Malheureusement, le Marshall ne saurait nous donner ce mouvement-là; il ne peut nous donner que des mouvements pendulaires et semi-pendulaires superposés; il se comportera donc au moins aussi mal que le mouvement pendulaire. Sur l'exemple du Marshall de la machine du *Brésil* et du *la Plata* que l'on verra dans la seconde Partie, on trouve pour accélération maxima

$$49\frac{C}{T^2}.$$

Quoi qu'il en soit, les raisonnements généraux sur la symétrie des courbes subsistent et nous amènent à cette conclusion que, dans le Marshall, le mi-

nimum du maximum d'accélération sera obtenu quand le mouvement pendulaire et le semi-pendulaire ne donneront pas par leur superposition une courbe dissymétrique.

Soient alors

$$y = A \sin 2\pi \frac{t}{T}$$

un mouvement pendulaire symétrique par rapport à l'axe $t = 0$,

$$y = B \sin 4\pi \frac{t}{T}$$

un mouvement semi-pendulaire symétrique par rapport à l'axe $t = 0$.

La somme donne

$$y = A \sin 2\pi \frac{t}{T} + B \sin 4\pi \frac{t}{T};$$

d'où, valeurs extrêmes,

$$A + B, \quad -A + B.$$

La course est donc $2A$, valeur moyenne des deux valeurs absolues extrêmes.

La dérivée seconde de la somme donne

$$y'' = \frac{4\pi^2}{T^2} A \sin 2\pi \frac{t}{T} + \frac{16\pi^2}{T^2} B \sin 4\pi \frac{t}{T};$$

d'où l'accélération maxima pour

$$t = \frac{T}{4} \qquad \text{si B est positif,}$$

$$y'' = \frac{4\pi^2}{T^2} A \left(1 + \frac{4B}{A}\right),$$

d'où désavantage à avoir un mouvement semi-pendulaire quel qu'il soit.

Pour le réduire au minimum possible, voici ce qu'il convient de faire :

La *fig.* 64 donne le rayon du cercle résultant des perturbations; il nous faut choisir $\omega'\omega''$: nous le choisirons de façon à amener ω le plus près possible de M, c'est-à-dire, au pied de la perpendiculaire abaissée de ce point sur $O\omega'$.

On a ainsi

$$O\omega' - \omega'\omega'' + \omega''\omega = O\omega = OM \sin \theta.$$

Or

$$O\omega' = \frac{l^2}{4L^2}, \quad \omega'\omega'' = \frac{\lambda l}{4L_1} \frac{1}{\sin^2\theta}, \quad \omega''\omega = \frac{\lambda^2}{4A} \frac{\cos\theta}{\sin^2\theta},$$

$$OM = \frac{\lambda^2}{2A} \frac{\cos\theta}{\sin^2\theta},$$

d'où

$$\frac{l^2}{L_2} - \frac{\lambda l}{L_1 \sin^2\theta} + \frac{\lambda^2}{A \sin\theta}\left(\frac{1}{\sin^2\theta} - 2\cos\theta\right) = 0.$$

Il est inutile de dire que c'est pour la valeur maxima de $\frac{4\pi^2}{T^2}$ C qu'il faut faire cette détermination; or le maximum de C et le minimum de T concordent : ils ont lieu pour la marche à outrance ; θ est alors minimum. En pre-

nant pour cette valeur minimum de θ la valeur $\theta = 60^\circ$, on trouve

$$\frac{3\sqrt{3}}{2}\frac{l^2}{L_2} - 4\frac{l\lambda}{L_1} + \frac{\lambda^2}{\Lambda} = 0.$$

Or

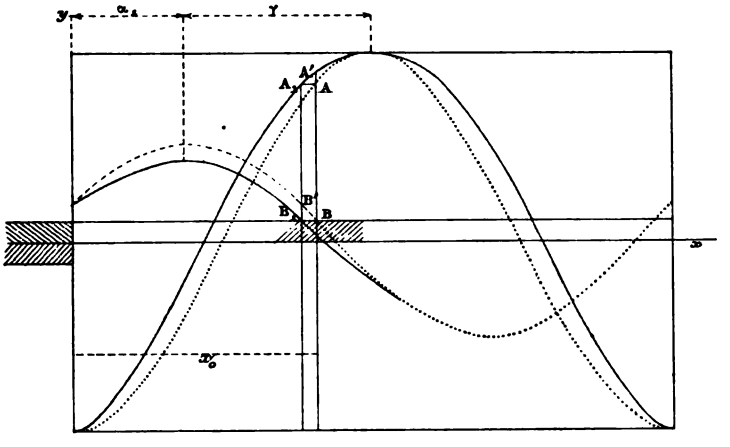
$$\frac{L}{l} = \frac{\Lambda}{\lambda},$$

d'où

$$\frac{3\sqrt{3}\,L}{\Lambda L_2} + \frac{1}{L} = \frac{4}{L_1}.$$

Deuxième classe : Égaliser le plus possible les deux introductions de part et d'autre du cylindre. — *Méthode théorique :* Soit une valeur donnée de θ. Les sinusoïdes exactes sont représentées en pointillé sur la *fig.* 68. Avec des recouvrements égaux, l'égalité d'introduction est réalisée dans

Fig. 68.



ce cas théorique. Plaçons en trait plein la sinusoïde *vraie* du piston. Les introductions deviennent alors inégales. Pour conserver la même introduction, il faudrait fermer le tiroir en B_1 au lieu de fermer en B; il faudrait donc retrancher des ordonnées de la sinusoïde du tiroir les ordonnées d'une petite sinusoïde de correction qui, pour l'abcisse x_0, aurait l'ordonnée B_1B'.

Calculons cette valeur B_1B'.

L'équation de la sinusoïde théorique du piston serait

$$Y = -R\cos x;$$

celle du tiroir

$$y = C\cos(x - \alpha_1).$$

Le coefficient angulaire en A est

$$\left(\frac{dY}{dx}\right)_0 = R\sin x_0;$$

le coefficient angulaire en B est

$$\left(\frac{dy}{dx}\right)_0 = C \sin(x_0 - \alpha_1);$$

la vraie sinusoïde du tiroir est

$$y = -R \cos x + H \sin^2 x.$$

On a donc

$$AA' = H \sin^2 x_0.$$

On a sensiblement

$$AA' = A_1 A \left(\frac{dY}{dx}\right)_0 = AA_1 R \sin x_0,$$

d'où

$$H \sin^2 x_0 = AA_1 R \sin x_0$$

ou

$$\frac{H \sin x_0}{R} = AA_1.$$

De même la correction η_0 désirée sera égale à

$$-B_1 B'$$

et donnée par

$$\eta = -B_1 B' = +BB_1 C \sin(x_0 - \alpha_1),$$

ce qui donne

(1) $$\eta_0 = \frac{CH}{R} \sin(x_0 - \alpha_1) \sin x_0.$$

D'ailleurs, la valeur x_0 est déterminée par l'équation

(2) $$\rho = C \cos(x_0 - \alpha_1),$$

en appelant ρ le recouvrement.

Les épures du début sur le mouvement elliptique donnent C et α_1 pour chaque valeur de θ.

Il est à remarquer, en effet, que l'angle α_1 dont nous parlons ici est, comme on peut le voir sur la *fig.* 68, le supplément du calage du tiroir; il est donc donné par les études du début. Il est même égal à α quand $\psi - \delta = 180^\circ$ (*voir* la discussion dans la Ire Partie).

Ayant C et A_1, on peut déduire x_0 par (2) et finalement η_0 par (1).

On peut, en recommençant ce calcul, pour plusieurs valeurs $\theta' \theta'' \theta'''$ de θ équidistantes, obtenir le tableau suivant de valeurs

$$\begin{array}{lll} \theta', & x'_0, & \eta'_0, \\ \theta'', & x'_0, & \eta''_0, \\ \theta''', & x'''_0, & \eta'''_0, \\ \ldots & \ldots & \ldots \end{array}$$

D'autre part, la formule de la perturbation totale (p. 90) donne

$$\eta = -\frac{\lambda^2}{2A} \frac{\cos\theta}{\sin^3\theta} \sin^2(x_0 - \theta) + \frac{\lambda l}{2L_1} \frac{1}{\sin^3\theta} \sin^2 x - \frac{l^2}{2L_2} \sin^2 x.$$

Remplaçons dans cette équation $\eta\ \theta\ x$ par les groupes successifs de valeurs $\eta'_0\ \theta'\ x'_0$ ... nous obtenons tout autant d'équations donnant chacune une valeur de L_1.

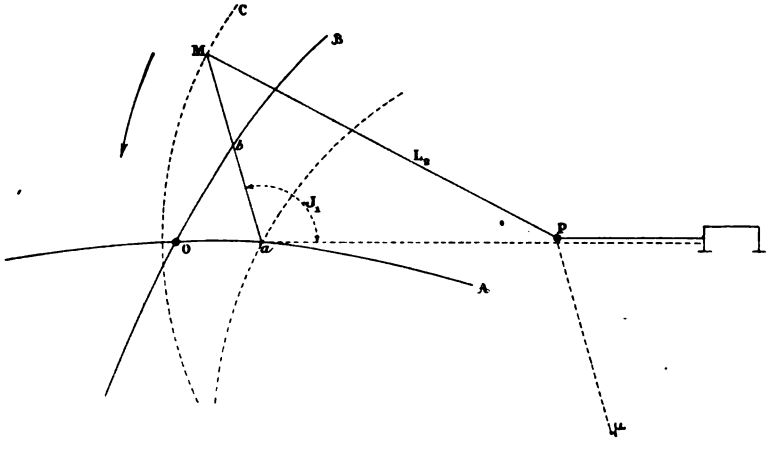
Ce procédé n'est pas recommandable, car il dérive de toute une série d'approximations, qui finissent par donner une erreur sensible que l'on peut complètement éviter par la méthode directe qui va suivre.

Méthode géométrique. — Nous voulons avoir deux introductions égales de part et d'autre du cylindre. Pour les obtenir, il faut que les fermetures du tiroir aient lieu pour deux positions déterminées du piston, c'est-à-dire, pour deux positions déterminées de la manivelle motrice.

L'épure de la *fig.* 54 permet d'obtenir simplement les angles I_1 et I_2 faits à ces deux instants par la manivelle motrice avec sa position mort-bas.

Considérons alors (*fig.* 69) le système pseudo-elliptique $\mathfrak{A}\,O\,\mathfrak{B}$.

Fig. 69.



Nous supposons que tout y est connu, sauf la courbure et l'orientation de $O\,\mathfrak{B}$ pour l'introduction que nous désirons.

Tout le système étant connu, à l'exception de la courbure et de l'inclinaison de $O\,\mathfrak{B}$, je connais le point O.

Occupons-nous de l'une des fermetures, celle qui correspond à l'angle I_1 de la manivelle motrice. Je dis que je connais l'angle J_1 fait à ce moment-là par le segment avec $O\,\mathfrak{A}$. En effet, le segment fait avec la manivelle l'angle constant ψ (*voir* la Ire Partie) qui est connu.

Celle-ci fait avec sa position mort-bas l'angle I_1 connu.

La direction de $O\,\mathfrak{A}$ fait avec la manivelle mort-bas l'angle δ connu.

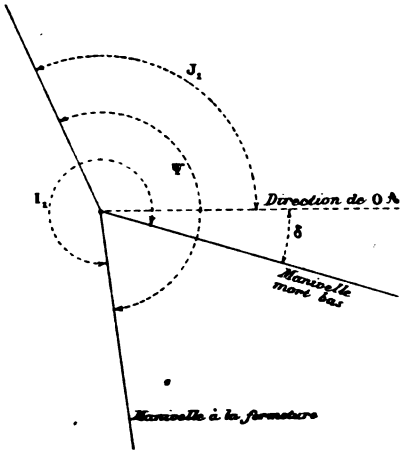
La *fig.* 70 montre que l'on a, dans ces conditions,

$$J_1 = I_1 + \delta \text{ (à 360° près).}$$

D'autre part (*fig.* 69), la longueur de la bielle L_2 étant choisie, et le tiroir

ayant à la fermeture une position déterminée, le point M se trouve sur le cercle C connu, décrit autour d'un certain point P comme centre avec L_2 comme rayon.

Fig. 70.



Dès lors, connaissant la longueur du segment aM, son angle J_1 avec $O\mathcal{A}$, ainsi que les cercles $O\mathcal{A}$ et C, je puis placer le segment dans la position qu'il doit occuper (*fig.* 69). On l'obtient ainsi : par P, je mène $P\mu$ égal et parallèle à Ma et, de μ comme centre avec L_2 pour rayon, je décris un arc de cercle qui coupe Oa en a.

Comme je connais la position du point b sur le segment, je puis le placer sur la figure et j'ai ainsi un point du cercle $O\mathcal{B}$.

La deuxième introduction nous donnerait de même un autre point du cercle $O\mathcal{B}$.

Cela fera, avec le point O, trois points de ce cercle qui est, dès lors, entièrement connu.

Le problème est ainsi rigoureusement résolu.

On peut alors faire ce problème pour diverses introductions et prendre la moyenne harmonique des rayons obtenus pour $O\mathcal{B}$. Il faut alors multiplier ce rayon choisi par $\frac{L}{\mathcal{A}}$ pour avoir la bielle L_1, puisque le rayon de $O\mathcal{B}$ n'est qu'un homothétique de L_1.

CINQUIÈME PARTIE.

Détermination des circonstances relatives à chacune des régulations successives.

(A) *Détermination approchée.*

Caractéristique d'un système de détente. — Si nous considérons tous les systèmes de détente dans lesquels le tiroir reçoit un mouvement alternatif et ininterrompu, on peut voir qu'en somme leur mouvement oscillatoire peut

toujours se ramener approximativement à un mouvement pendulaire : c'est-à-dire que l'équation du mouvement vrai, supposée développée en série, aurait, pour premier et principal terme, un terme représentant un mouvement pendulaire.

Soit 2C la course, γ le calage de ce mouvement pendulaire qui représente le plus approximativement possible le mouvement oscillatoire.

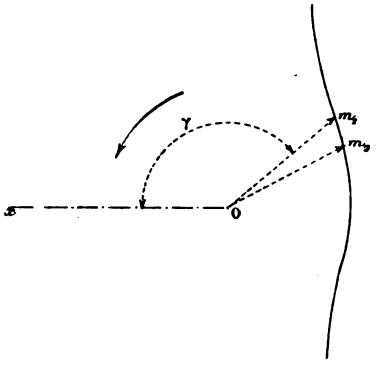
On a de la détente en faisant varier γ et C.

Mais on ne fait pas varier indépendamment l'une de l'autre ces deux quantités. Un système de détente a, en effet, comme caractère essentiel, de permettre de changer l'allure en agissant sur un seul organe (bielle de suspension dans la coulisse directrice dans le Joy, etc.).

Les deux quantités γ et C sont donc liées l'une à l'autre dans un système de détente donné.

Soit (*fig.* 71) O.x la manivelle motrice.

Fig. 71.



Pour une allure A_1, on a une demi-course donnée $Om_1 = C_1$, avec un calage γ_1.

Pour une allure A_2, un point m_2, ...

Le lieu des points m forme une courbe que nous nommerons *caractéristique de détente* (c'est, en somme, le lieu des extrémités des manivelles fictives).

Cette courbe permet de se rendre approximativement compte des régulations successives que donnera le système considéré.

Deux systèmes de détente ayant même caractéristique seront donc équivalents au point de vue des régulations obtenues.

Je vais d'abord donner les caractéristiques de quelques systèmes connus.

1° *Excentrique à calage variable* (course constante).

(1) Cercle Γ de centre O (*fig.* 72).

2° *Détente Meyer.* — Les recouvrements varient : cela revient, comme on sait, à faire varier la course en laissant les recouvrements constants. (*Calage constant.*) Course variable.

(2) Droite OA partant de O (*fig.* 73).

L'organe de détente, dont le croquis est représenté ci-contre (*fig.* 74), a également cette caractéristique.

Fig. 72.

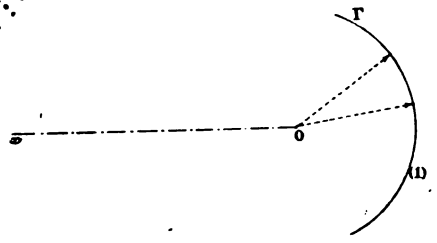
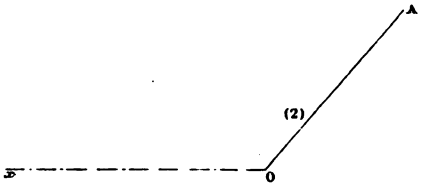


Fig. 73.



3° *Excentrique double* (système de détente rarement employé, bien qu'assez bon, à cause des dimensions excessives des excentriques).

L'arbre est O (*fig.* 75). Un excentrique E′ est calé invariablement sur O.

Fig. 74.

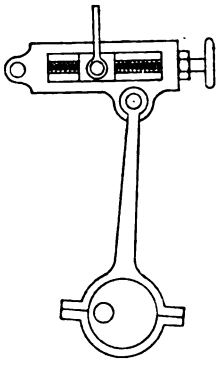
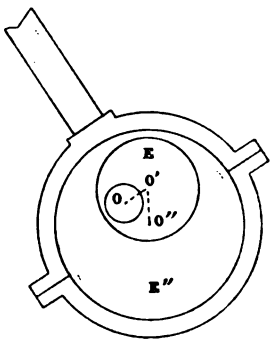
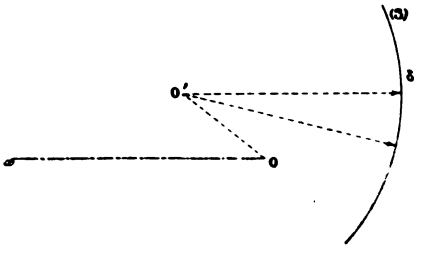


Fig. 75.



Son centre est en O′. Un excentrique E″ de centre O″ est supporté par l'excentrique E′, par rapport auquel il peut recevoir des calages variables. Quand ce calage est fixé, le système se comporte comme un excentrique simple de

Fig. 76.



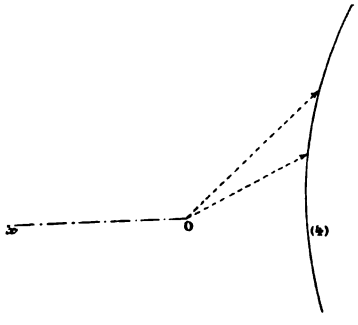
centre O′. Seulement, quand le calage varie, au lieu d'avoir la caractéristique (1), il a la caractéristique (3) (*fig.* 76).

(3) Arc de cercle δ ayant O′ comme centre.

4° *Coulisse de Stephenson.* — On démontre dans les Cours que le mouvement du tiroir dans une coulisse se ramène à un mouvement d'excentrique et que le lieu des extrémités de manivelles fictives (c'est-à-dire la caractéristique) est une parabole.

Dans le cas des bielles croisées, la parabole (4) a sa convexité tournée vers le centre (*fig.* 77). C'est le contraire dans le cas des bielles droites.

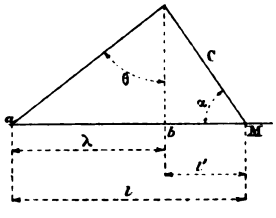
Fig. 77.



5° *Système elliptique.* — Le système elliptique avec bielle de tiroir infinie est rigoureusement pendulaire : ses variations seront donc rigoureusement représentées par sa caractéristique.

La construction géométrique que nous avons donnée du calage et de la course montrent comment ils varient (*fig.* 78).

Fig. 78.



Quand l'allure change, α et C sont liés par

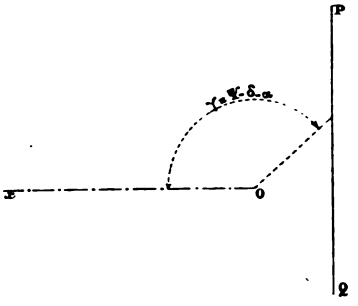
$$C \cos \alpha = l'.$$

La caractéristique est donc (*fig.* 79) une droite PQ perpendiculaire à la ligne Ox et menée à la distance l' du point O, quand $\Psi - \delta = 0°$ ou $180°$.

Le système Marshall, le système Joy, le système Hackworth, qui se ramènent tous plus ou moins fidèlement au système elliptique, sont donc dans le même cas.

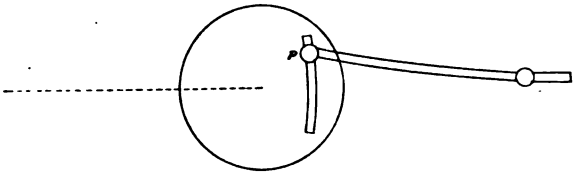
Nous voyons ainsi qu'un système de détente peut toujours être théoriquement remplacé par ceci : un tourteau, tournant avec l'arbre, porte une rai-

Fig. 79.



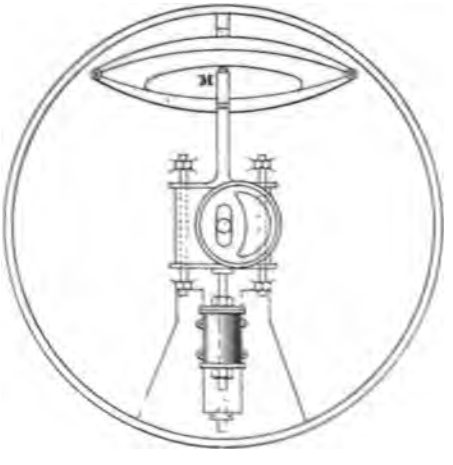
nure qui ne sera autre que la caractéristique, et, en un point variable de cette rainure, on fixe le point *p* de la bielle du tiroir (*fig.* 80).

Fig. 80.



En prenant une rainure droite et perpendiculaire à l'axe de la manivelle, on aura un système qui sera équivalent au système elliptique. Or ce système existe, il est utilisé dans le régulateur Lecouteux et Garnier (*fig.* 81). La force

Fig. 81.

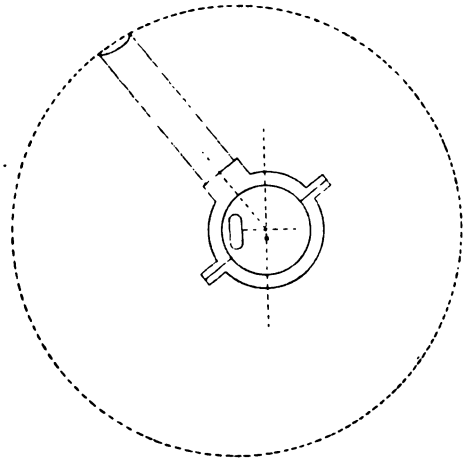


centrifuge développée par M donne, en effet, dans ce régulateur, un déplacement rectiligne à un excentrique dont le centre peut se placer aux différents

points d'une ligne droite (*fig.* 82). Ce système se comporte donc, malgré le peu d'analogie apparente, comme un véritable système Marshall.

Je vais montrer comment la considération de la caractéristique permet de faire une petite épure analogue à l'épure circulaire, mais qui fait pour une

Fig. 82.



détente ce que l'épure circulaire fait pour une distribution donnée, c'est-à-dire qui indique nettement la marche des divers éléments de la régulation quand on fait varier la détente.

Ceci permettra d'étudier, avec l'approximation d'une épure circulaire, une détente sur une seule épure. Elle permettra, par conséquent, de faire l'étude préliminaire.

Épure de détente. — Nous partirons de l'épure circulaire.

Je considérerai seulement ce qui se passe pour l'admission au haut du cylindre. On n'aura ensuite qu'à faire symétriquement les constructions pour l'évacuation et l'admission au bas.

Soit une épure circulaire construite (*fig.* 83) :

γ est le calage;
TT' la course du tiroir à une échelle quelconque;
ρ et ρ_1 les recouvrements à l'admission et à l'évacuation à cette même échelle.

Au lieu de définir les introductions par un rapport de longueurs, nous les définirons par l'angle Pf que nous appellerons I. D'ailleurs l'introduction ordinaire s'en déduit par

$$i = \frac{1 - \cos I}{2}.$$

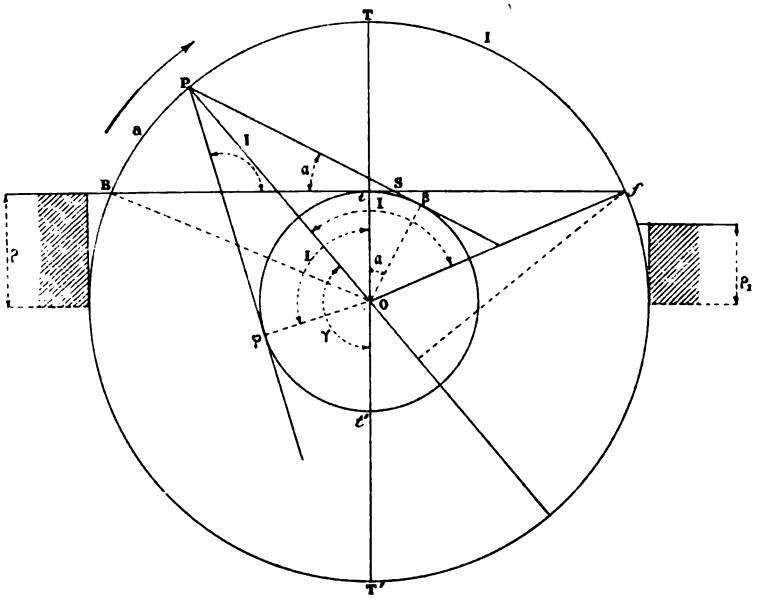
De même ferons-nous pour les refoulements.

L'avance à l'admission est donc $\widehat{BOP} = \alpha$, l'introduction $\widehat{POf} = I$.

Menons le cercle tangent au recouvrement et par P menons-lui des tangentes.

L'angle $\widehat{tO\beta}$ est égal à $\widehat{PSB} = \widehat{POB} = \alpha$, car en faisant tourner la droite $P\beta$, de façon à amener β en t, P vient en B.

Fig. 83.



De même l'angle $\widehat{tO\varphi}$ est égal à $POf = I$ pour une raison analogue.

Une construction identique s'appliquerait au recouvrement ρ_1 pour l'avance à l'évacuation et le refoulement.

L'épure circulaire peut donc être remplacée par la suivante :

Soit Ot une droite verticale. Portons sur une droite OM, faisant avec Ot un angle égal au calage, une longueur OM égale à la demi-course du tiroir, à une échelle choisie. Construisons à cette échelle un cercle ayant pour rayon le recouvrement ρ et menons de M les tangentes $M\beta$ et $M\varphi$ (*fig.* 84).

$t\beta$, avance angulaire à l'admission α.

$t\varphi$, introduction angulaire I.

On peut voir, en se reportant à la *fig.* 83, que la distance de P au cercle de rayon ρ donne la hauteur maxima d'orifice découvert et que, par suite, dans la *fig.* 84, la longueur $M\mu$ donne la hauteur découverte.

Un deuxième cercle ayant pour rayon le recouvrement d'évacuation donnerait l'avance à l'évacuation et le refoulement.

Nous remarquons que β et φ sont sur un cercle décrit de m (milieu de OM) avec Om pour rayon.

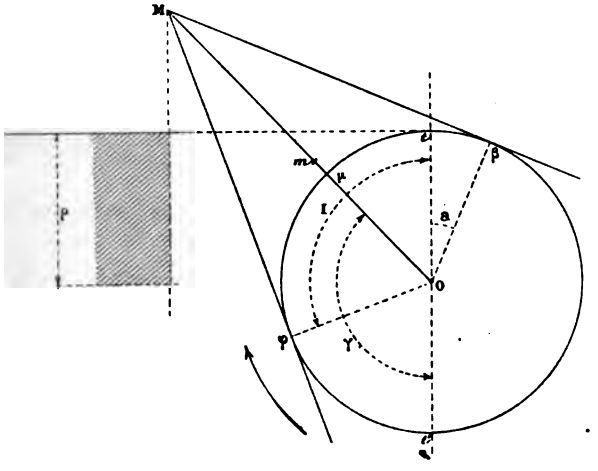
Par conséquent nous pouvons dire ceci (*fig.* 85) :

Prenons Ot vertical.

Sur Om faisant l'angle γ avec Ot', portons Om représentant le quart de la course du tiroir et construisons le cercle ayant pour rayon le recouvrement ρ.

De m comme centre, décrivons un arc de cercle; nous avons φ et β.

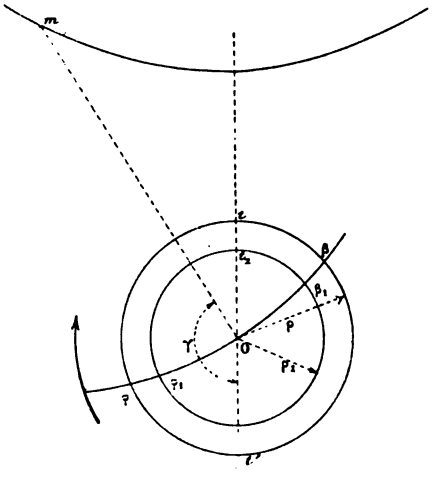
Fig. 84.



Or, remarquons que, dans une détente, les divers points m forment la courbe que nous avons nommée *caractéristique* (à une échelle moitié moindre) et nous arrivons finalement à l'épure suivante :

Soit (*fig.* 85) c la caractéristique, m un point de la caractéristique.

Fig. 85.



Soient deux cercles décrits autour de O ayant pour rayons *le double* des recouvrements à l'admission et à l'évacuation.

De m comme centre décrivons un arc de cercle.

On a

$$\text{arc } t\beta = \text{avance angulaire à l'admission} = a,$$
$$t_1\beta_1 = \text{avance à l'évacuation} = e,$$
$$t\varphi = \text{introduction} = \text{I},$$
$$t_1\varphi_1 = \text{refoulement} = \text{R}.$$

Ce tracé sera commode pour se rendre compte, d'après la caractéristique d'un système, de la manière dont il va se comporter.

Nous aurions pu aussi, au lieu de mener des cercles ayant pour rayon le double des recouvrements, prendre des cercles moitié plus petits et leur mener du point *m* des tangentes. Ce procédé, moins commode pratiquement, nous sera plus utile au point de vue démonstratif.

Il est à remarquer que l'épure circulaire ordinaire nous aurait aussi donné très simplement des arcs de cercle représentant les divers éléments de la régulation; seulement elle les aurait donnés sur des cercles et, par suite, d'une manière peu frappante pour l'œil, qui peut, au contraire, suivre facilement leurs variations qualitatives sur l'épure que j'indique, puisque ces éléments sont donnés par des arcs d'un cercle constant, ces arcs étant comptés à partir d'un point fixe.

Nous avons donc, en somme, deux épures donnant les circonstances de la régulation pour les diverses positions d'un système de détente :

1° L'une par des tangentes avec

$$\text{OM} = \text{demi-course}.$$

2° L'autre par le cercle avec

$$\text{O}m = \text{quart de course}.$$

Nous allons montrer d'une manière complète comment nous pourrions faire l'épure d'une détente Marshall (*fig.* 86) supposée ramenée au système elliptique sans obliquité de bielles, avec $\Psi - \delta = 180°$.

Prenons OA rayon de l'excentrique (*fig.* 87) $= \text{O}_1\text{A}$ (*fig.* 86).

Soit B le point qui divise OA comme le point menant c_1 divise la grande bielle AB. ABO est en somme le segment mobile que nous avons vu si souvent, et auquel nous allons appliquer la construction de la *fig.* 10.

En A, menons la droite AM faisant l'angle $\left(\frac{\pi}{2} - \theta\right)$ avec AX.

Nous savons que OM = la course et que XOM = le calage.

La ligne MB est donc la caractéristique et M est le point de cette caractéristique qui correspond à la position θ de la coulisse.

De O comme centre, je décris, une fois pour toutes, les cercles ayant pour rayons le double des recouvrements. Il y en a quatre :

$\frac{1}{2}\rho$, recouvrement à l'admission au côté des fonds;

$\frac{1}{2}\rho'$, recouvrement à l'admission au côté des tiges;

$\frac{1}{2}\rho_1$, recouvrement à l'évacuation au côté des fonds;

$\frac{1}{2}\rho_1$, recouvrement à l'évacuation au côté des tiges.
Le cercle passant par O décrit autour de M donne :
Les deux avances à l'admission $\mathfrak{A}_B$ et $\mathfrak{A}_H$;
Les deux introductions I_B et I_H;
Les deux avances à l'évacuation e_B et e_H;
Les deux refoulements R_B et R_H.

Fig. 86.

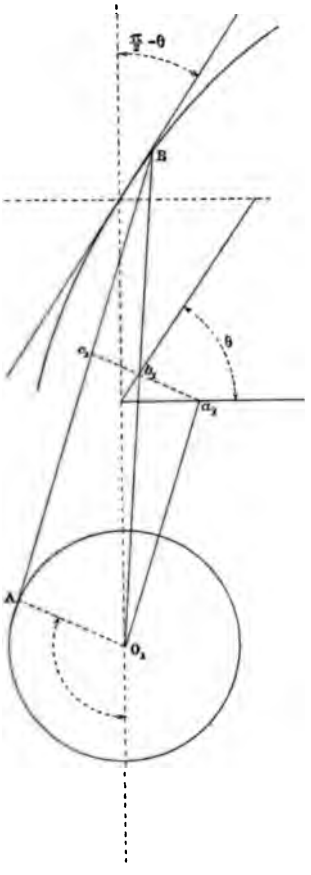
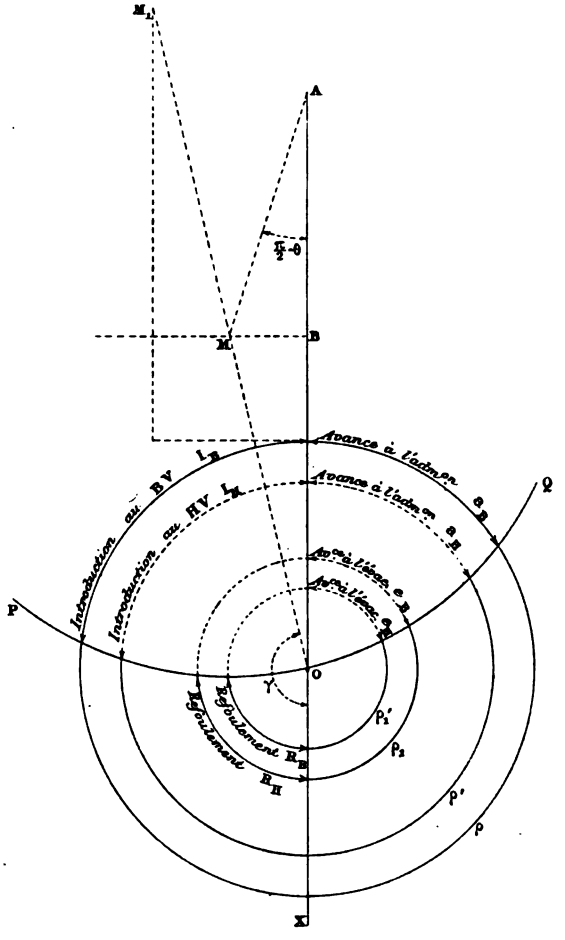


Fig. 87.



Les distances de M_1 aux cercles donnent les hauteurs d'orifice découvertes maxima; les distances de M_1 aux tangentes horizontales donnent les avances *linéaires* à l'admission et à l'évacuation.

Cette épure très simple peut servir pour tous les angles $\left(\frac{\pi}{2} - \theta\right)$; pour chaque nouvelle allure il n'y a que deux lignes à tracer :

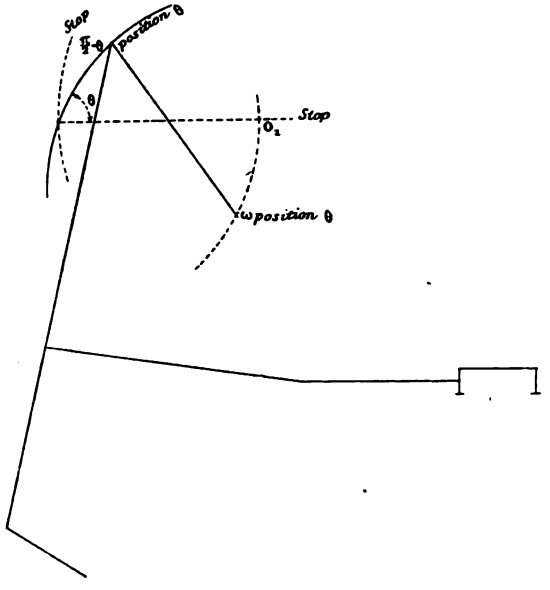
AM

et le cercle passant en O.

Nous savons d'ailleurs que l'angle $\frac{\pi}{2} - \theta$, que nous faisons en A, n'est autre que l'angle $\widehat{O_1\omega}$ (*fig.* 88) dont on déplace le centre de la bielle directrice en passant du stop à l'allure considérée.

On construit une fois pour toutes OAB, les quatre cercles de la caractéristique. Si nous voulons alors nous rendre compte de ce que nous obtiendrons

Fig. 88.



en mettant le centre ω à *n* degrés du stop sur le cercle sur lequel il peut se déplacer, nous n'avons qu'à mener AM faisant *n* degrés avec OA, puis le cercle de centre M.

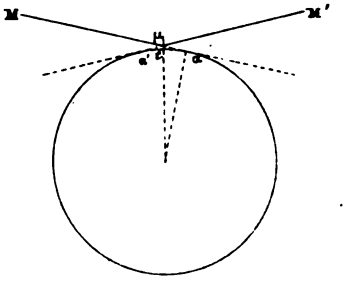
Cette épure ne dépasse pas d'ailleurs, comme approximation, l'épure circulaire dont elle dérive, mais elle peut indiquer au moins d'une façon qualitative des variations des divers éléments.

Elle permet donc de comparer des caractéristiques et, par suite, de comparer entre eux qualitativement deux systèmes de détente, car on peut évidemment en faire une analogue pour chaque système de détente ayant sa caractéristique. On pourrait notamment comparer ainsi, avec une grande facilité, les coulisses de Stephenson à bielles croisées avec celles à bielles décroisées.

Supposons que nous considérions comme très avantageux d'avoir une avance angulaire à l'admission constante. Nous voyons, par l'épure des tangentes, qu'une solution parfaite serait obtenue en prenant pour caractéristique la droite αM (*fig.* 89), qui donnera toujours pour avance à l'admission *ta*, que l'on pourra se fixer (en général 10°).

Il faut remarquer que pour la marche arrière, si l'on tenait à avoir aussi cette même avance, il faudrait prendre pour caractéristique la symétrique $\alpha'M'$.

Fig. 89.



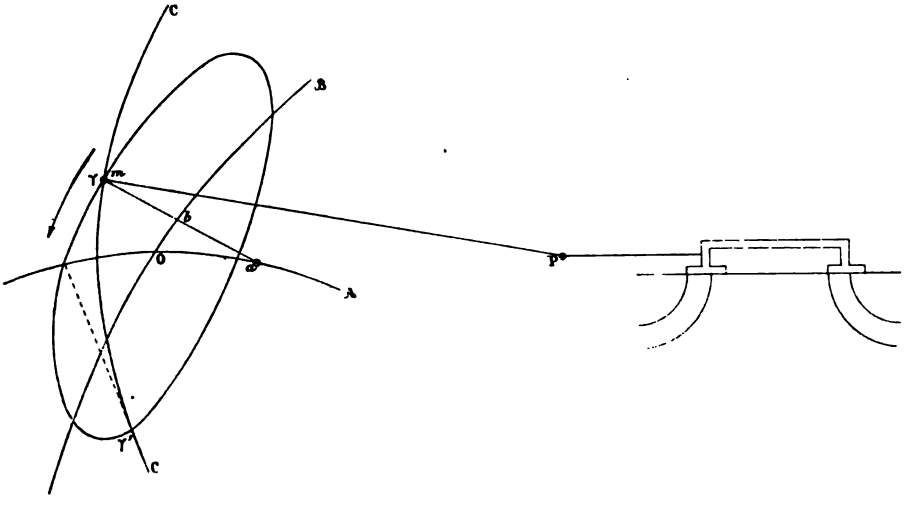
En sorte que la caractéristique $M\mu M'$ résoudrait complètement le problème d'avoir, tant à l'avant qu'à l'arrière, une avance angulaire constante. Il n'y a pas actuellement, que nous sachions, de système ayant cette caractéristique.

B. — *Détermination exacte.*

La détermination exacte pourra se faire par des méthodes graphiques, on peut en trouver facilement un grand nombre. Je me contenterai d'indiquer la suivante :

Soient $O\mathcal{A}$ et $O\mathcal{B}$ (*fig.* 90) les deux arcs de cercle donnant le mouvement pseudo-elliptique du point menant. Soit P la position du pied de bielle qui

Fig. 90.



place le tiroir arête pour arête à l'admission au haut-vapeur. Quand la tête de bielle sera sur le cercle CC décrit de P comme centre, le tiroir sera dans cette

position qui est celle du commencement et de la fin de l'admission de vapeur.

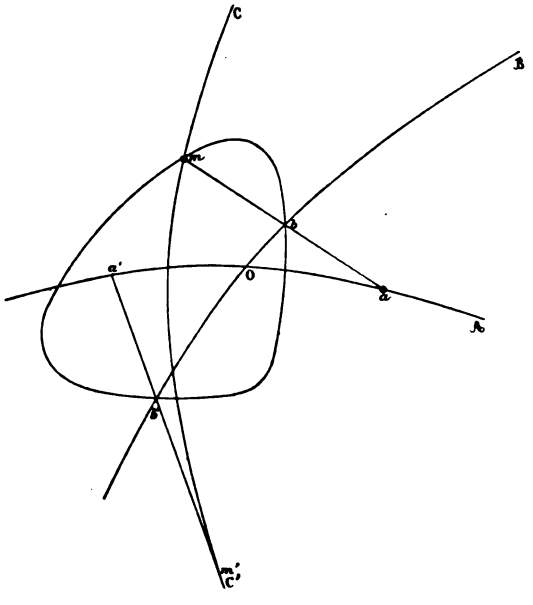
Les deux points γ et γ' où l'arc de cercle CC coupe la pseudo-ellipse donnent les positions d'ouverture et de fermeture.

Or remarquons que, si la détente varie, CC et O𝒜 ne vont pas changer, tandis que O𝒱𝒷 changera en tournant autour de O.

Remarquons d'ailleurs que le point *b* du segment se trouve ici à l'intersection de O𝒱𝒷 avec la pseudo-ellipse qui serait parcourue par *b* si l'on supposait que *a* et *m* se déplacent, *a* sur O𝒜 et *m* sur CC.

Donc, construisons les cercles O𝒜 et CC (*fig.* 91), dessinons la pseudo-ellipse décrite par le point *b* dans le mouvement de *am*. Cette pseudo-ellipse sera construite une fois pour toutes, et l'intersection du cercle O𝒱𝒷 dans ses

Fig. 91.



positions variables avec cette pseudo-ellipse donnera les points *b* et *b'*, d'où les droites *ba* et *b'a'* qui sont pour cette orientation de O𝒱𝒷 les positions de fermeture du segment mobile et qui donnent, par suite, l'avance à l'admission et l'introduction correspondante.

Nous aurons donc, une fois pour toutes, quatre pseudo-ellipses et chaque cas particulier demandera le tracé d'un arc de cercle (l'arc O𝒱𝒷), et de huit droites obtenues en prenant sur 𝒜 des points à une distance donnée des points *b*.

Il faudra ensuite mener, par un point du plan, des parallèles pour avoir des angles.

Je vais montrer qu'en négligeant la courbure du cercle O𝒜, on peut simpli-

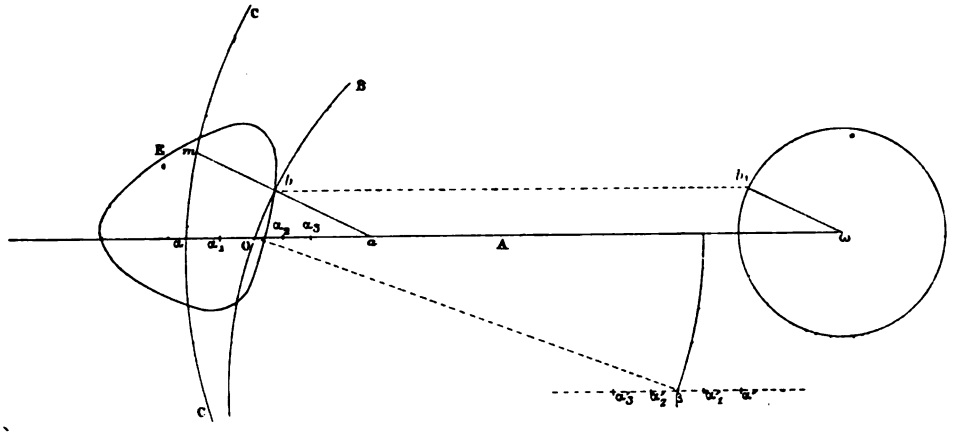
fier beaucoup cette construction en ne construisant plus qu'une pseudo-ellipse au lieu de quatre.

Soit la droite OA (*fig.* 92) les cercles Oω̃ et CC comme dans la figure précédente.

Nous faisons la pseudo-ellipse E sur CC et OA.

Nous remarquerons que, pour les trois autres positions du tiroir arête sur arête, nous avons trois cercles égaux à CC, mais passant en $\alpha_1 \alpha_2 \alpha_3$, d'où quatre pseudo-ellipses égales qu'on devra couper par OB dont le centre est β. Au lieu

Fig. 92.



de cela, menons un arc de cercle analogue à CC par le milieu O et construisons, une fois pour toutes, sa pseudo-ellipse, et au lieu de l'entailler seulement par le cercle Oω̃, entaillons-la par des cercles tels que Oω̃ décrits des centres $\alpha' \alpha'_1 \alpha'_2 \alpha'_3$, semblablement placés à $\alpha \alpha_1 \alpha_2 \alpha_3$, mais en sens inverse; en un point ω de OA, traçons un cercle de rayon *ba* et coupons-le par la parallèle bb_1 à OA, on a en b_1 le point qui définit l'angle d'admission, puisque $b_1\omega$ est parallèle à *ba*. De même pour tous les autres recouvrements et pour les autres inclinaisons de Oω̃.

On n'a ainsi qu'une seule pseudo-ellipse à tracer.

ÉTUDE MÉCANIQUE.

Pour étudier mécaniquement le système Marshall, il faut pouvoir d'abord construire l'accélération d'un point du système. Les forces d'inertie s'en déduiront et permettront de calculer les dimensions des pièces d'après les règles de la résistance des matériaux.

On peut résoudre approximativement cette question en ne s'occupant que des forces d'inertie du tiroir et en prenant pour équation du mouvement de ce dernier l'équation obtenue en ajoutant au terme sinusoïdal $C\cos(x-\alpha)$ le terme correctif trouvé à la page 90, ce qui donne en tout

$$y = C\cos(x-\alpha) - \frac{\lambda^2}{2A}\frac{\cos\theta}{\sin^3\theta}\sin^2(x-\theta) + \frac{\lambda l}{2L_1}\frac{1}{\sin^3\theta}\sin^2 x - \frac{l^2}{2L_2}\sin^2 x,$$

et en la dérivant deux fois.

Cette méthode serait laborieuse, d'ailleurs elle ne serait qu'approximative en tant que formule, et enfin elle ne tiendrait compte que du tiroir, sans rien donner sur les forces d'inertie des autres pièces.

La Géométrie peut seule fournir une solution rigoureuse du problème. Seulement pour pouvoir construire ces accélérations, je me servirai de propriétés mécaniques des bielles qui ne sont, je pense, exposées nulle part.

Ces propriétés se déduisent de théorèmes généraux de Mécanique plane dont quelques-uns seulement sont connus.

Je crois donc plus simple et plus rapide de prendre à son origine la question des accélérations d'un système mobile sans rien supposer de connu, sinon les principes élémentaires sur les accélérations d'un point matériel.

PREMIÈRE PARTIE.

Propriété mécanique du mouvement d'une figure plane.

Dans le mouvement de rotation autour d'un point fixe, nous emploierons les termes de *vitesse angulaire, accélération angulaire, accélération angulaire seconde, accélération angulaire troisième*, etc., pour désigner les dérivées successives des angles par rapport au temps $\frac{d\theta}{dt}, \frac{d^2\theta}{dt^2}, \frac{d^3\theta}{dt^3}, \ldots$. Nous les désignerons par ω (vitesse), $\omega', \omega'', \omega''', \ldots$.

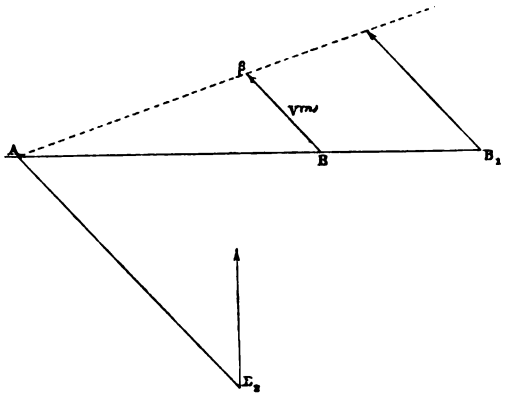
Soit de même la vitesse linéaire, l'accélération linéaire, l'accélération linéaire seconde, troisième, etc., d'un point matériel. On les désignera par v (vitesse), $v', v'', v''', \ldots$.

Mouvement de rotation autour d'un point fixe. — Soit A un point fixe (*fig.* 93), $\omega, \omega', \omega''$, ... les accélérations des divers ordres à un moment donné.

Soit $V^{(n)}$ l'accélération $n^{\text{ième}}$ du point B. Il doit paraître évident :

1° Que $V^{(n)}$ ne dépend que de $\omega, \omega', \omega''$, ..., ω_n et pas des dérivées en ω d'ordre supérieur. En effet, les projections, sur deux axes rectangulaires, de

Fig. 93.



l'espace parcouru par un point s'obtiennent au moyen du rayon vecteur r du point et de l'angle de ce rayon vecteur avec ces axes fixes. Or, en prenant les dérivées $n^{\text{ièmes}}$ des projections pour avoir les composantes de l'accélération $n^{\text{ième}}$ du point, on n'introduira pas la dérivée $(n+1)^{\text{ième}}$ de l'angle, ni les dérivées supérieures.

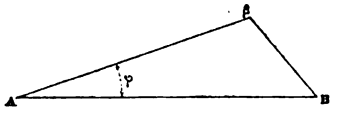
2° Que pour un point B_1, situé plus loin que B, l'accélération sera homothétique de la première (en effet, tout se passe homothétiquement pour ces deux points).

3° Que pour une orientation différente AB_2 de la ligne, la figure est absolument semblable, puisque tout est symétrique autour de A.

Donc le triangle ABβ, à un moment donné, est un triangle de forme constante, quel que soit le point B.

Or construire β connaissant B (*fig.* 94) revient à réduire homothétique-

Fig. 94.



ment AB dans le rapport constant à ce moment $\left(\frac{BA}{B\beta}\right)$ et à faire tourner le rayon obtenu de l'angle φ constant aussi.

C'est ce que nous exprimerons en disant que β s'obtient en *déviant homothétiquement* le point B.

Le rapport d'homothétie et l'angle de déviation sont des fonctions de ω, ω' jusqu'à $\omega^{(n)}$, c'est-à-dire du temps.

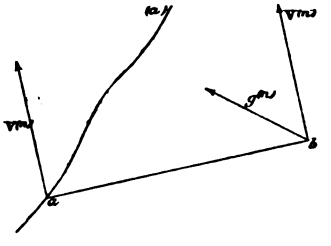
Mouvement général d'une figure plane. — Soit une figure plane de forme invariable, mobile dans son plan. Le plan mobile change à chaque instant d'orientation, ce changement est caractérisé par une vitesse et des accélérations rotatoires ω; ω', ω'', ..., $\omega^{(n)}$. Le mouvement du plan peut être considéré comme obtenu en donnant à tous ses points un mouvement de translation égal à celui d'un de ses points a, arbitrairement choisi, et en imprimant en même temps autour de ce point a le mouvement de rotation défini par $\omega\omega'\omega''$ ....

En effet, l'orientation varie de cette façon suivant la loi voulue avec le temps; le point a prend aussi les déplacements voulus avec le temps. Donc, à un instant quelconque, le plan sera, de cette façon, à sa vraie position, puisque le point a sera où il doit être et que l'orientation sera ce qu'elle doit être. Le mouvement que nous indiquons ainsi est donc rigoureusement le même que le mouvement vrai.

Il y a ceci de remarquable, c'est que, les fonctions rotatoires $\omega, \omega', \omega''$, ... étant caractérisées par la loi de changement d'orientation du plan, leurs valeurs ne dépendent en rien du point a.

Soit donc a (*fig.* 95) le point choisi, (a) sa trajectoire, $V^{(n)}$ son accélération

Fig. 95.



linéaire $n^{\text{ième}}$, l'accélération $n^{\text{ième}}$ d'un autre point quelconque b du plan, que nous appellerons $G^{(n)}$, se composera :

1° De $V^{(n)}$;

2° De l'accélération $g^{(n)}$ qui résulterait du mouvement rotatoire

$$\omega\,\omega'\omega'' \ldots\ldots \omega^{(n)}$$

autour de a.

Théorème I. — *Pour chaque valeur de n, il y a dans le plan un point C_n et un seul pour lequel $G^{(n)}$ est nul à un instant donné.*

En effet, la direction de $V^{(n)}$ est constante, celle de $g^{(n)}$ fait un angle constant avec ab; donc, on peut orienter ab de façon que $V^{(n)}$ et $g^{(n)}$ soient directement opposés.

Cette orientation étant choisie, $V^{(n)}$ est constant et $g^{(n)}$ augmente propor-

tionnellement à ab; il y a donc un point pour lequel $g^{(n)}$ sera égal à $V^{(n)}$. Pour ce point-là $G^{(n)}$ sera nul.

Ce point est unique, car, pour tout point qui n'est pas sur le rayon vecteur, $V^{(n)}$ et $g^{(n)}$ ne seraient pas dans le prolongement l'un de l'autre, et, sur ce rayon vecteur, il ne saurait y avoir deux points ayant tous deux même valeur pour g_n.

Ce point sera nommé centre des $n^{\text{ièmes}}$ accélérations et sera désigné par C_n.

Théorème II. — *Les accélérations $n^{\text{ièmes}}$ de tout point du plan dans un mouvement quelconque sont les mêmes que celles qui résulteraient du mouvement défini par $\omega\,\omega'\,\omega''\ldots\omega^{(n)}$ autour du centre des $n^{\text{ièmes}}$ accélérations supposé fixe.*

En effet, prenons le point C_n pour point a, son $V^{(n)}$ est nul. Donc, pour un autre point b, l'accélération $G^{(n)}$ se composera uniquement de la composante $g^{(n)}$ due à la rotation, ce qui démontre le théorème.

Théorème III. — *Le lieu des extrémités des accélérations $n^{\text{ièmes}}$ des divers points d'une courbe est une* déviée homothétique *de cette courbe par rapport à C_n.*

En effet, on a vu que dans un mouvement rotatoire autour d'un point fixe l'extrémité de l'accélération d'un point s'obtient en déviant homothétiquement ce point autour du point fixe de la rotation; donc, puisque les accélérations $n^{\text{ièmes}}$ sont les mêmes que celles qui résulteraient de la rotation $\omega\,\omega'\ldots\omega^{(n)}$ autour de C_n, le théorème est évident.

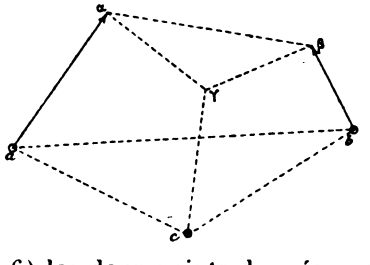
Ce théorème peut s'énoncer ainsi :

Dans un mouvement plan, le lieu des extrémités des accélérations $n^{\text{ièmes}}$ des points d'une figure est une figure semblable et semblablement divisée.

I. Existence du centre instantané de rotation (c'est le centre des vitesses); la vitesse d'un point quelconque est la même que celle qui résulterait de la rotation ω autour de ce centre; d'où la propriété connue des normales.

II. **Problème.** — *Étant données les accélérations $n^{\text{ièmes}}$ de deux points a, b d'un plan, construire celle d'un troisième point quelconque c.*

Fig. 96.



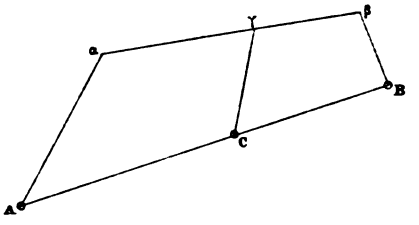
Soient a et b (*fig.* 96) les deux points donnés, α et β les extrémités des accélérations $n^{\text{ièmes}}$, c le troisième point.

Faisons sur $\alpha\beta$ un triangle $\alpha\beta\gamma$ semblable à abc.

$c\gamma$ est l'accélération demandée.

III. Soit une droite AB (*fig.* 97), α, β les extrémités des accélérations $n^{\text{ièmes}}$ de ces deux points, l'accélération $n^{\text{ième}}$ d'un point c de la droite s'obtient en joignant c au point γ qui divise $\alpha\beta$ comme c divise AB.

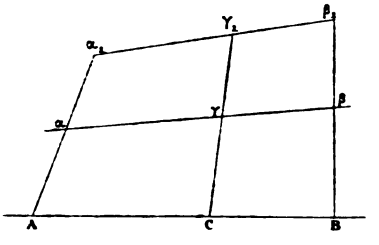
Fig. 97.



Remarque. — En changeant l'unité de temps, les longueurs Aα, Cγ, Bβ varieraient dans un certain rapport, sans que pour cela leur propriété d'avoir leur extrémité sur une droite qu'elles divisent, comme A, C, B, fût altérée; d'où la propriété géométrique suivante :

Si l'on joint point à point deux lignes ACB et $\alpha\gamma\beta$ semblablement divisées (*fig.* 98), les lignes Aα, Bβ, Cγ, augmentées proportionnellement à leur longueur, ont leurs extrémités encore sur une droite semblablement divisée.

Fig. 98.

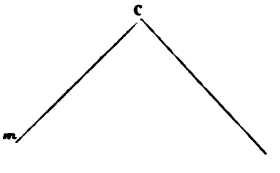


Résultats particuliers sur les vitesses. — Le centre des vitesses (centre de rotation) est le point de rencontre des normales aux trajectoires. La vitesse de m (*fig.* 99) est

$$\omega \times Cm,$$

et elle est perpendiculaire à Cm.

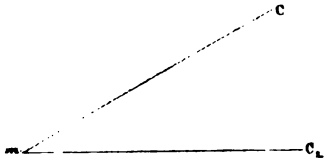
Fig. 99.



Résultats relatifs aux accélérations premières. — Pour $\omega' = 0$, les accélérations passent toutes par le centre C_1 des accélérations (*fig.* 100). (Car, dans

un mouvement de rotation non accéléré, les accélérations passent par le point fixe de la rotation.)

Fig. 100.

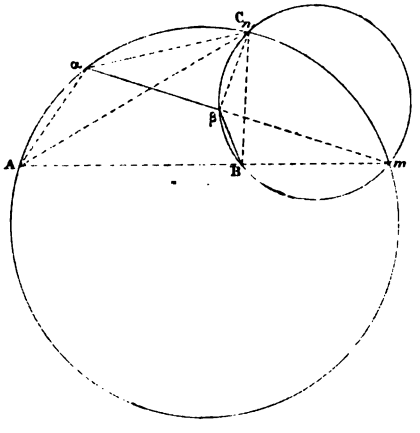


Pour $\omega' = 0$ et $\omega = 1$, les extrémités de toutes les accélérations secondes sont au centre même des accélérations secondes.

En effet, dans un mouvement uniforme de rotation, l'accélération normale d'un point quelconque est égale à $\omega^2 \times$ rayon vecteur; c'est-à-dire que, pour $\omega = 1$, elle est précisément égale au rayon vecteur.

Construction du centre des $n^{\text{ièmes}}$ accélérations. — Soient A et B (*fig.* 101) deux points quelconques, α et β les extrémités de leurs accélérations $n^{\text{ièmes}}$.

Fig. 101.



Par Aα et m, intersection de AB avec $\alpha\beta$, faisons passer un cercle. De même par Bβm, ces deux cercles se coupent en dehors du point m au point C_n.

En effet, le triangle $\alpha\beta C_n$ est semblable au triangle ABC_n; donc C_n est lui-même l'extrémité de sa $n^{\text{ième}}$ accélération. Cette dernière est donc nulle; C_n est, par suite, bien le centre des $n^{\text{ièmes}}$ accélérations.

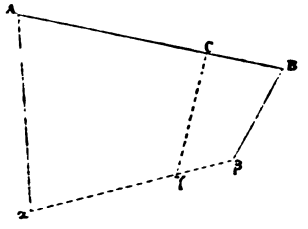
DEUXIÈME PARTIE.

Forces d'inertie dans un système articulé.

Je vais me proposer, étant donné un système articulé mobile, de trouver les forces d'inertie d'un point quelconque du système. Pour cela, je m'occuperai d'une des bielles du système.

Si je connais l'accélération des deux points A et B de la bielle (*fig.* 102), j'aurai l'accélération d'un point quelconque C en joignant ce point au point γ qui divise $\beta\alpha$ comme C divise AB; en multipliant par la masse en C, j'aurai la force d'inertie due au mouvement de C.

Fig. 102.



Tout revient donc à connaître l'accélération de deux points de chaque bielle.

Les points les plus simples sont évidemment les points d'attache des uns aux autres; ce sera donc de ceux-là que nous nous occuperons surtout.

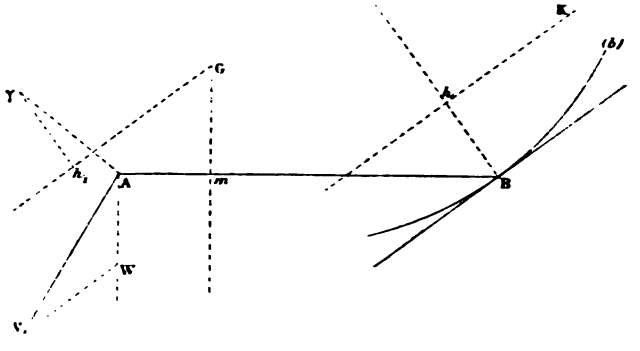
Nous supposerons données, pour faire rentrer le temps en cause, la vitesse et l'accélération d'un point quelconque. Il faut en déduire ces éléments pour tous les autres points.

La figure étant un système articulé, je suppose l'étude géométrique poussée assez loin pour que l'on connaisse sur la bielle, qui a déjà le point connu, la courbure et la tangente de la trajectoire d'un autre point.

Ce problème géométrique peut se résoudre au moyen de la Géométrie cinématique; il est d'ailleurs généralement inutile de résoudre quoi que ce soit, car, dans la plupart des systèmes articulés simples, il y a toujours sur chaque bielle un point qui parcourt un cercle ou une droite : c'est celui-là dont on calculera les éléments mécaniques.

Quoi qu'il en soit, j'admets (*fig.* 103) que l'on connaisse, pour un point B

Fig. 103.



d'une bielle, la trajectoire (*b*) en tangente et courbure au point B; je supposerai connues la vitesse et l'accélération d'un autre point A.

Soit AV la vitesse de A, Aγ son accélération. J'imprime à la bielle AB un mouvement de translation égal et contraire au mouvement de B ainsi ramené au repos.

B étant alors fixe, A aura une vitesse perpendiculaire à AB.

Cette vitesse sera la résultante de l'ancienne vitesse AV du point A et de la vitesse de B prise en sens inverse.

Par V, menons Vw parallèle à la tangente à (b) en B.

La nouvelle vitesse de A aura son extrémité sur Vw, puisqu'elle est la résultante de AV et d'une vitesse parallèle à Vw. D'autre part, elle a son extrémité sur Aw, puisqu'elle est dirigée suivant cette ligne; donc elle se termine en w. Donc Vw est égale et contraire à la vitesse primitive de B.

Menons alors $Bh = \frac{\overline{Vw}^2}{\rho}$, ρ étant le rayon de courbure en B.

L'accélération ancienne de B avait son extrémité sur hK, puisque Bh en est la composante normale.

Prenons encore le mouvement où B est ramené au repos.

A décrit alors un arc de cercle de rayon AB.

Prenons m tel que $Am = \frac{\overline{Aw}^2}{AB}$.

Alors la nouvelle accélération de A a son extrémité sur $m\mu$, puisque Am est sa composante normale.

D'ailleurs cette nouvelle accélération est la résultante de l'ancienne Aγ et de celle de B prise en sens inverse. Or celle de B se composait de Bh et d'une autre dirigée suivant hK; je prends donc γh_1 égal et parallèle à Bh et par h_1 je mène une parallèle à hK. L'extrémité de la nouvelle accélération sera sur h_1G, puisqu'elle résulte de Aγ, de γh et d'une troisième dirigée sur h_1G. Elle est d'ailleurs sur $m\mu$. Donc elle est en G. Donc h_1G est l'accélération tangentielle de B prise en sens inverse.

Le problème est donc résolu, puisqu'on connaissait déjà l'accélération normale.

Je vais maintenant montrer comment on peut appliquer cette étude à un système articulé. Je prendrai pour exemple un système Joy, avec mouvement de sonnette, et je vais chercher l'accélération du tiroir (*fig.* 104).

Ayant la vitesse de rotation, que l'on prendra égale à 1, on a la vitesse de A et son accélération qui est AO ($\omega = 1$, $\omega' = 0$).

Ayant la vitesse et l'accélération de A, la courbure de la trajectoire de B (c'est une droite), on a l'accélération et la vitesse de B; d'où, par la construction de la *fig.* 105, la vitesse et l'accélération de C.

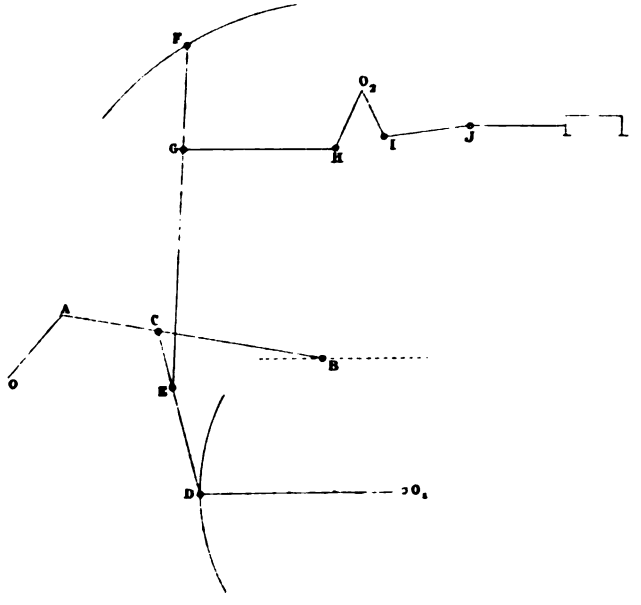
Connaissant v et γ pour C, la courbure de D, on construit v et γ pour D : d'où celles de E.

Ayant celles de E et la courbure en F, on a celle de F, ..., etc.

On obtient ainsi rigoureusement l'accélération du tiroir sans avoir à ré-

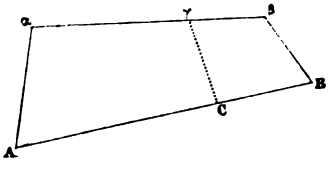
soudre de problème géométrique, puisque les courbures en H et en J sont connues.

Fig. 104.



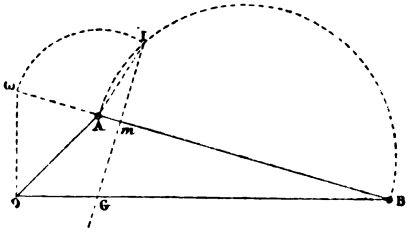
Je vais montrer comment on ¡a effectivement ces longueurs, en prenant

Fig. 105.



l'exemple très simple de la bielle simple avec manivelle tournant avec $\omega = 1$ (cas des bielles motrices de machines).

Fig. 106.



Je prends le mouvement obtenu en immobilisant B (*fig.* 106). Alors AO est mobile. La rotation est constante et égale à 1, et elle se fait autour du

centre de rotation variable ω. $A\omega$ est la vitesse de A (en grandeur). Sur AB, comme diamètre, menons un cercle. Coupons-le par un autre de centre A, de rayon $A\omega$. Am est égal à $\frac{V^2}{r}$, car $Am.AB = \overline{Ai}^2 = \overline{A\omega}^2$. Donc l'extrémité de l'accélération de A est sur $m\mu$.

Mais, dans le mouvement de AO, on a $\omega = 1$ avec $\omega' = 0$; donc toutes les accélérations se terminent au même point (p. 70).

Or le point O, restant toujours sur OB, a une accélération dirigée suivant OB.

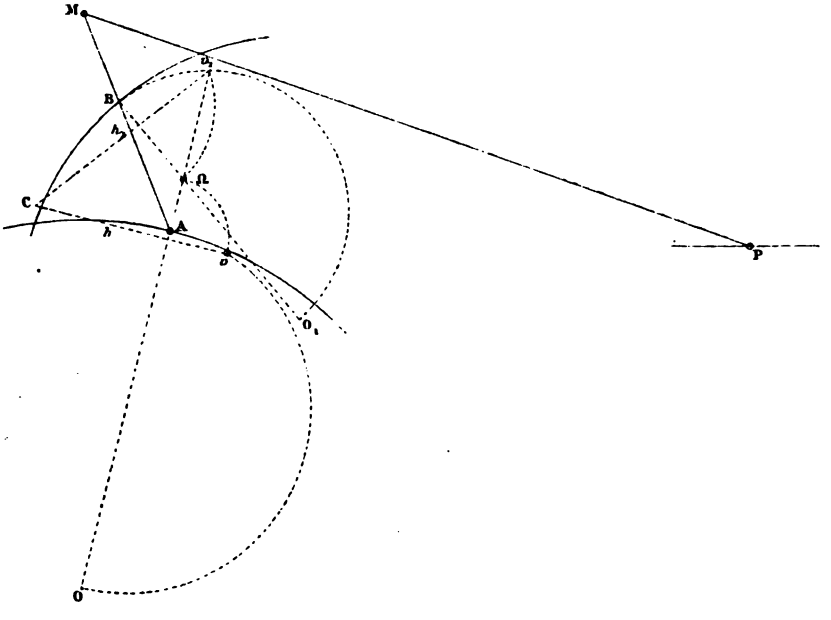
L'extrémité commune de ces deux accélérations est donc nécessairement G. Donc OG est égal et contraire à l'accélération de B.

Cette construction permet d'effectuer le diagramme des forces d'inertie que M. Widmann a donné le moyen de construire par une autre épure connue (*Mémorial du Génie maritime*, 1re livraison, 1883, p. 127).

Construction de l'accélération d'un tiroir conduit par un ystème Marshall. — On pourrait faire comme j'ai indiqué pour le Joy, en partant de l'excentrique allant à la grande bielle, etc. Il est plus simple de partir du mouvement pseudo-elliptique.

Soit AB (*fig.* 107) le segment qui tourne avec $\omega = 1$ et $\omega' = 0$ (*voir* à la

Fig. 107.



Partie géométrique) autour du centre instantané Ω. Les vitesses de A et B sont $B\Omega$ et $A\Omega$ en grandeur.

Les arcs de cercle, décrits de A et B pour centre avec ces vitesses pour

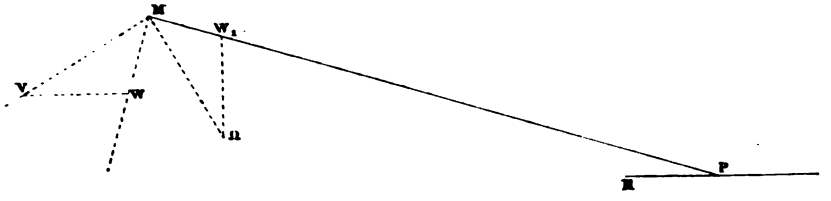
rayons, donnent, dans les cercles décrits sur O_1B et OA comme diamètres, les points v_1 et v; et ces points donnent par des perpendiculaires les $\frac{v^2}{\rho}$. Or les extrémités des accélérations de A et B sont sur v_1h_1 et vh; d'autre part, leur extrémité est la même ($\omega = 1$, $\omega' = 0$). Donc C est cette extrémité commune.

ΩM est alors la vitesse de M et CM son accélération.

Menons alors en M (*fig.* 108) la perpendiculaire à MP et celle à MΩ.

En prenant MV = MΩ, on aurait Vw = vitesse de P et Mw = celle de H

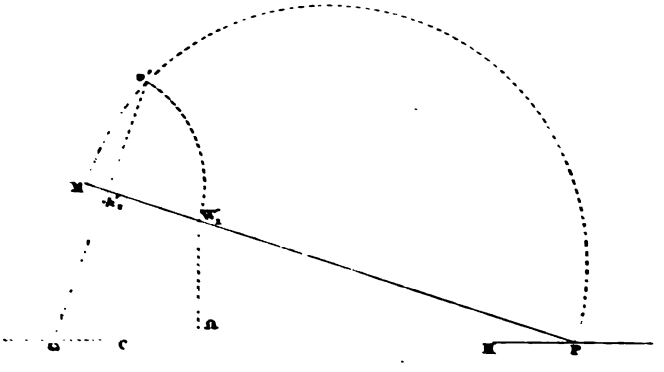
Fig. 108.



dans le mouvement où P serait ramené au repos. Or, en menant Ωw_1 perpendiculaire à PH, on voit facilement que Mw_1 = Mw. Il est donc inutile de construire MV et Mw.

Alors par le point Ω (*fig.* 109), je mène la perpendiculaire à PH jusqu'en W_1; alors $v'h'$ donne le lieu de l'extrémité de la nouvelle accélération de M_1, l'ancienne étant MC.

Fig. 109.



L'accélération de P s'obtient en menant Cϖ parallèle à PH.

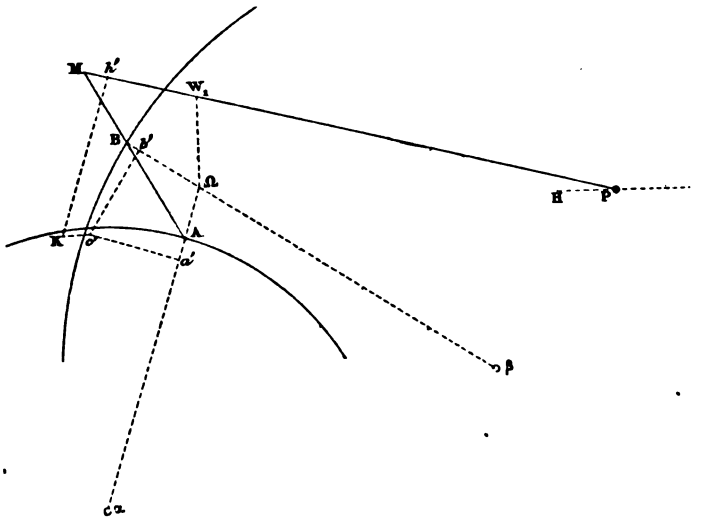
L'épure peut donc se faire de la manière suivante :

On construit, une fois pour toutes, les deux directrices et, à part, trois cercles disposés d'une façon quelconque ayant pour diamètres : l'un le rayon de la deuxième directrice et le dernier la longueur de la bielle du tiroir. Ces cercles servent seulement à construire les $\frac{V^2}{\rho}$.

Alors on construit une position du segment et le centre de rotation Ω (*fig.* 110). On mène la verticale Ωw_1.

On prend sur le cercle convenable la valeur de $\frac{\overline{Mw_1}^2}{MP}$. Ceci donne la longueur Mh'.

Fig. 110.



On construit de même les longueurs $Bb' = \frac{\overline{B\Omega}^2}{B\beta}$ et $Aa' = \frac{\overline{A\Omega}^2}{A\alpha}$. Par $h'b'a'$ on mène des perpendiculaires aux lignes sur lesquelles ils se trouvent.

Les perpendiculaires en b' et a' se coupent en un point c' dont la distance horizontale à $h'k$ donne l'accélération cherchée.

L'épure des vitesses s'obtiendra plus simplement en menant par Ω (*fig.* 111) une parallèle à la bielle et en prenant son intersection avec la verticale menée par le pied P. En effet, Pv' est égal à Ωw_1 que nous avons reconnu égal à la vitesse du point P.

On pourrait ainsi construire, point par point, une courbe lieu de v' ayant les vitesses pour ordonnées et les espaces parcourus pour abscisses. On sait que, dans une pareille courbe, la sous-normale est égale à l'accélération.

On pourrait donc avoir ainsi l'accélération en menant graphiquement la normale, mais ce serait évidemment moins exact.

Cette épure d'accélération et de vitesse a été faite pour le Marshall du petit cylindre de la machine des paquebots *la Plata* et le *Brésil* des Messageries maritimes (*Pl. I*).

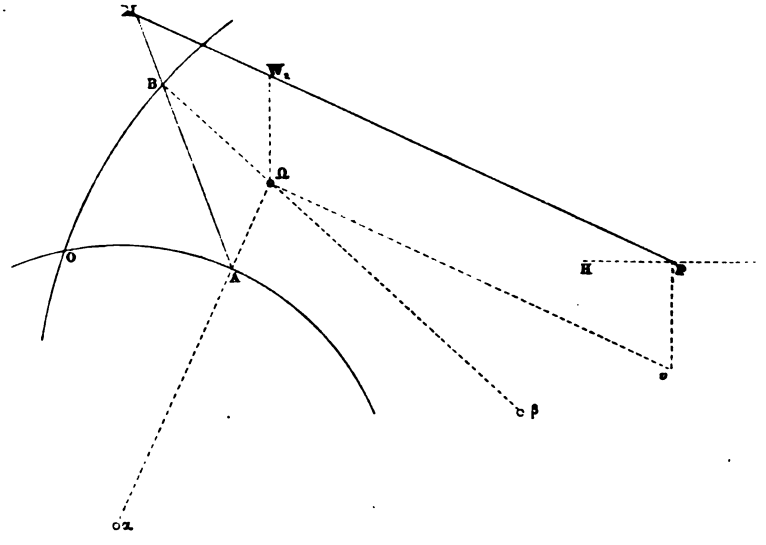
L'épure est faite à $\frac{1}{7}$ pour les espaces. Pour les vitesses et les accélérations, il en est de même; mais il faut encore multiplier les vitesses par ω et les accélérations par ω^2, pour avoir leurs valeurs réelles en mètres par seconde.

On sait que, dans des fonctions sinusoïdales, les dérivées secondes sont

égales à la fonction changée de signe, tandis qu'ici l'accélération maximum est plus grande que le maximum des espaces.

A course égale et à nombre de tours égal, un Marshall donne donc des accélérations plus grandes qu'un mouvement pendulaire.

Fig. 111.

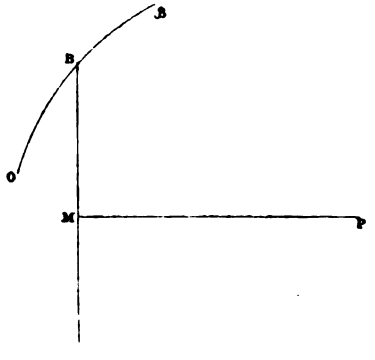


En effet, dans l'exemple qui nous occupe, la course est de 33^{cm}, la demi-course est donc $16^{cm},5$; dans un mouvement pendulaire l'accélération maximum serait $16,5 \times \omega^2$.

L'épure nous donne $20,5 \times \omega^2$, c'est-à-dire les $\frac{4}{3}$ environ de la valeur précédente. Ce système accroît donc le maximum du tiers de sa valeur normale.

L'accélération maximum correspond (à peu près) au maximum d'éloigne-

Fig. 112.



ment du tiroir; c'est dans la région OB (*fig.* 112) qu'a lieu le plus grand des deux maximum. C'est donc vers ce point que l'on devra faire l'épure des

accélérations pour construire effectivement la grandeur de ce maximum et pouvoir faire ensuite l'épure des efforts de rupture qui sera indiquée plus loin.

Il est à remarquer que plus la courbure de la directrice s'écarte de la valeur indiquée à la page 97, plus le maximum d'accélération s'écarte de sa valeur normale. C'est là un effet nuisible dont il impôrte de se préoccuper quand, pour des raisons d'encombrement, on est conduit à diminuer par trop la longueur de la bielle directrice.

TROISIÈME PARTIE.

Détermination des efforts aux articulations d'un système articulé en tenant compte des forces d'inertie.

Résultante d'inertie. — Toutes les forces d'inertie d'un solide animé d'un mouvement plan sont caractérisées par la masse m de chaque point multipliée par l'accélération de ce point. Toutes ces forces, étant situées dans le même plan, ont une résultante que je vais me proposer de trouver.

1° *Grandeur et orientation.* — La résultante est égale à la masse du corps multipliée par l'accélération du centre de gravité et est parallèle à celle-ci; théorème connu qui résulte, d'ailleurs, immédiatement de ce que l'on a en projection sur deux axes quelconques

$$\begin{array}{l} \Sigma mx = \mathrm{MX}, \\ \Sigma my = \mathrm{MY} \end{array} \quad (\mathrm{XY} \text{ coordonnées du centre de gravité}),$$

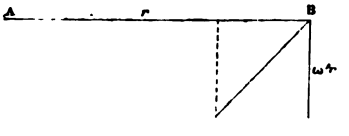
ce qui, en différentiant deux fois, donne le théorème.

2° *Position.* — Pour avoir sa position il faut avoir un des points par lesquels elle passe. Je vais montrer comment on peut en construire un point remarquable que je désignerai par *centre d'inertie.*

Centre d'inertie. — I. Quand un corps plan tourne autour d'un point A avec une vitesse ω et une accélération angulaire ω', le moment de l'accélération linéaire première d'un point B par rapport au point A est $\omega' r^2$ (théorème connu).

En effet, l'accélération se compose de l'accélération normale $\omega^2 r$ (*fig.* 113)

Fig. 113.



dont le moment est nul, et de l'accélération tangentielle $\omega' r$ dont le moment est $\omega' r^2$.

II. D'autre part :

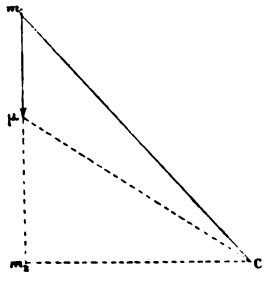
Soient C le centre des accélérations, m un point mobile de masse m, $m\mu$ son accélération linéaire première.

Son moment est (*fig.* 114)

$$m \times m\mu \times m_1 C = \text{moment}.$$

Or, quel que soit m, cette figure reste toujours semblable à elle-même, d'après ce que nous savons des centres d'accélérations.

Fig. 114.



Faisons donc la *fig.* 115 semblable à la première avec $m'C' = 1$.

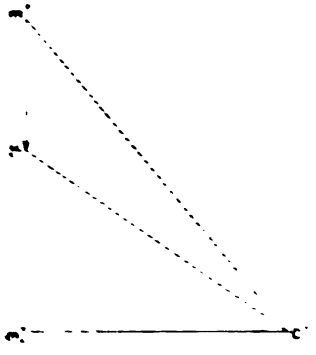
Alors $m'\mu$ égale un certain nombre K et $m'_1 C'$ égale un autre nombre K_1.

Le moment de la force d'inertie de m dans la première figure est

$$m \times r^2 \times K \times K_1.$$

Le produit KK_1 est donc égal à ω' puisque les accélérations sont les mêmes

Fig. 115.



que si le corps tournait avec ω et ω_1 autour de C et puisque, dans ce dernier cas, le moment de l'accélération serait $\omega\omega_1 r^2$.

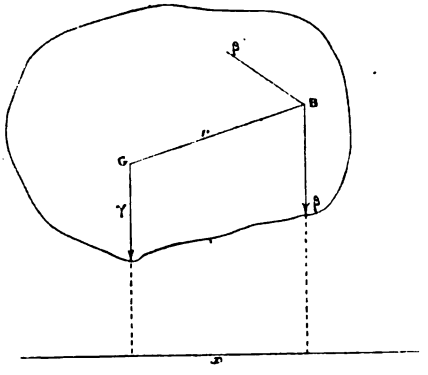
Ainsi $\omega = K \times K_1$.

III. Considérons, comme nous l'avons dit dans la première Partie de cette étude mécanique, le mouvement du corps comme produit par un déplacement

exactement égal à celui du centre de gravité, et par le mouvement rotatoire $\omega\omega'$ autour de ce centre.

L'accélération d'un point quelconque B du corps (*fig.* 116) se compose de l'accélération $B\beta$ égale et parallèle à l'accélération γ du centre de gravité et de $B\beta'$ due à la rotation autour de G.

Fig. 116.



Le moment de la force d'inertie de B est égal (moment de $B\beta$ + moment de $B\beta'$) × masse.

Or la somme des moments des $B\beta$ est égale à $\gamma(\Sigma mx)$, qui est nul puisque G est le centre de gravité.

Donc la somme des moments des forces d'inertie se réduit à Σm × moment de $B\beta'$. Or, $B\beta'$ étant l'accélération qui serait due à la rotation $\omega\omega'$ autour de G, son moment est $\omega' r^2$.

Donc le moment de la résultante des forces d'inertie par rapport à G est égal à

$$\omega'(\Sigma mr^2) = \omega' I,$$

I étant le moment d'inertie du corps autour de G.

Ceci posé, soient (*fig.* 117) G le centre de gravité, Gg son accélération, C le centre des accélérations, d la distance GC, b le bras du levier de Gg par rapport à C, β le bras de levier inconnu de la résultante des forces d'inertie, laquelle est égale à $M\gamma$ et parallèle à Gg. Nous avons (moment de la résultante)

$$M\gamma\beta = I\omega' = IKK_1 = I\frac{\gamma}{d}\frac{b}{d}$$

ou bien

$$\beta = \frac{I}{M}\frac{b}{d^2}.$$

En prenant le point i sur une parallèle à Gg menée à l'extrémité du bras β, on a un point de la résultante, puisque celle-ci sera précisément sur cette parallèle.

Soit $Gi = \delta$; on a

$$\frac{\delta}{\beta} = \frac{d}{b},$$

d'où

$$\delta = \frac{I}{M}\frac{1}{d}.$$

Or $\frac{I}{M} = R^2$ carré du rayon de giration autour du centre de gravité. Donc,

Fig. 117.

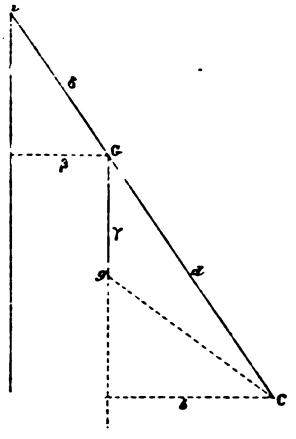
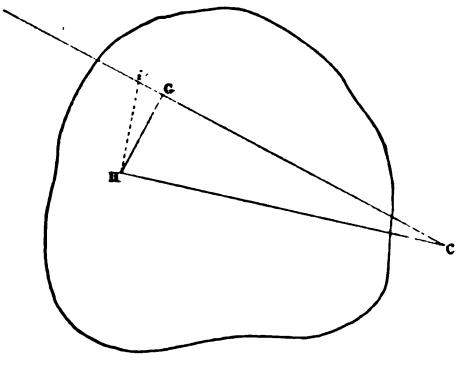


Fig. 118.



prenons (*fig.* 118) G centre des accélérations, GH perpendiculaire à GC et égal au rayon de giration autour de G.

Je joins CH, je lui mène la perpendiculaire H*i* et j'ai un point *i* par lequel passe la résultante des forces d'inertie du corps.

Ce point *i* est ce que nous nommerons *centre d'inertie*, et nous avons les résultats suivants :

« La résultante des forces d'inertie d'un corps dans un mouvement plan :

» 1° Est égale à la masse M du corps multipliée par l'accélération γ du centre de gravité;

» 2° Est parallèle à cette accélération;

» 3° Passe par le centre d'inertie, c'est-à-dire, par un point situé sur GC, à une telle distance de G, que cette distance multipliée par GC donne le carré du rayon de giration autour de G. »

Application a la détermination des efforts aux articulations d'un système articulé. — Considérons une bielle. On isolera cette bielle en prenant pour inconnues les réactions à ses deux extrémités. On aura trois équations d'équilibre (une de moments et deux de projections) entre toutes les forces qui agissent sur elles.

Il y aura, d'ailleurs, quatre inconnues, puisqu'une force dont on connaît le point d'application renferme encore deux inconnues (grandeur et direction).

Seulement, deux bielles articulées ensemble ont à leur point de jonction

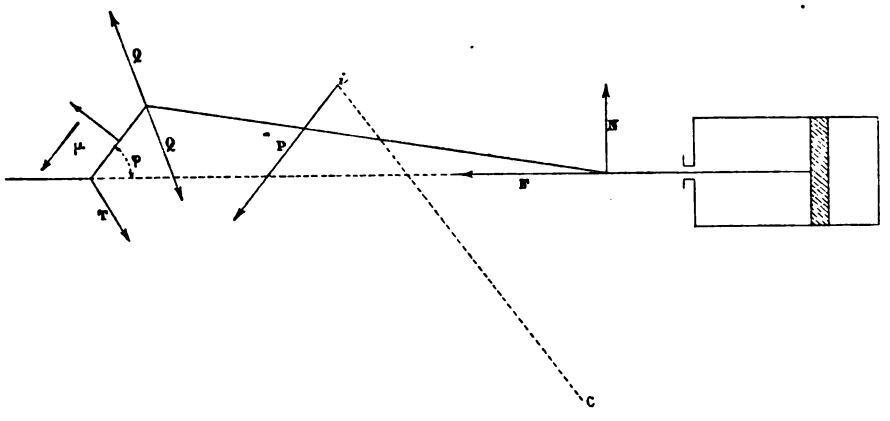
des réactions égales et contraires, en sorte que plusieurs inconnues se trouvent être répétées et que, par suite, le problème pourra généralement se résoudre par la Statique.

Je vais, comme exemple, montrer comment on peut déterminer dans une machine à vapeur (*fig.* 119) le moment moteur exact.

Soient

F = pression de la vapeur (connue par le diagramme)
+ force d'inertie du piston et de sa tige (connue par ce qui précède)
— force de frottement du piston et du presse-étoupes;
N la réaction inconnue des glissières;
P la force d'inertie de la bielle appliquée au point *i*, centre d'inertie de la bielle.

Fig. 119.



Cette force est connue si l'on connaît les éléments mécaniques de la bielle (rayon de giration, masse).

Q et — Q les réactions à la tête de bielle (inconnues);
S la résultante d'inertie de la manivelle;
T la réaction de l'arbre de couche sur ses paliers (inconnue);
μ le moment moteur inconnu.

μ est égal au moment de Q, car les forces d'inertie de la manivelle n'ont pas de moment (en effet $\omega' = 0$ pour la manivelle). Tout revient à avoir le moment de Q. Or le moment de — Q est tel que

$$(1) \qquad m^t(-Q) + m^t(P) + m^t(N) = 0,$$

puisque — Q, P, N et F se font équilibre sur la bielle.

D'ailleurs, en projetant Q, P, N et F sur deux droites, on a encore deux équations de projection.

Avec (1) cela fait trois équations donnant N et les deux projections de Q.

En effet, P est complètement connu d'après les théories précédentes.

Ayant les deux projections Q_x et Q_y de Q, on a

$$R(Q_x \cos\varphi + Q_y \sin\varphi) = \text{moment de } Q:$$

d'où

$$\text{moment-moteur } \mu = R(-Q_x \cos\varphi - Q_y \sin\varphi).$$

La réaction T sur les paliers de l'arbre de couche s'obtient en projetant T, S, Q sur deux directions rectangulaires et en exprimant dans chaque cas l'équilibre.

Dans le cas où la Statique seule ne suffirait pas à donner les réactions, il faudrait, avoir recours à la théorie de la Résistance des matériaux.

QUATRIÈME PARTIE.

Détermination de la charge en un point d'un système articulé.

C'est par là que nous terminerons cette étude des forces d'inertie dans un système articulé et c'est en effet là que devaient aboutir tous ces calculs.

Voici la marche théorique exacte :

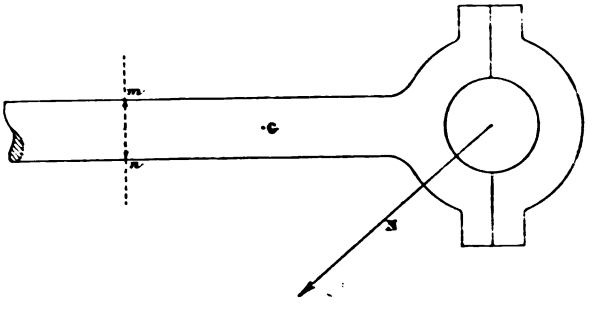
Nous avons déterminé l'accélération de chaque point du système par les épures de Géométrie du début.

Nous sommes en mesure de trouver les réactions exercées aux extrémités d'une bielle quelconque en tenant compte de toutes les forces d'inertie de toutes les autres pièces.

Nous avons donc toutes les forces extérieures agissant sur une bielle quelconque.

Soit alors N (*fig.* 120) la résultante des forces extérieures appliquées à une extrémité de cette bielle.

Fig. 120.



Soit *mn* une tranche quelconque, de moment d'inertie *i* et d'ordonnée maximum *c*; la charge R au point *m* est donnée par $R = \frac{Mc}{i}$, M étant le moment par rapport à *mn* des forces situées dans l'une des deux moitiés de la bielle.

Ce moment M se compose : 1° du moment des réactions, lequel est calcu-

lable puisqu'elles sont toutes connues; 2° de celui des forces d'inertie de tout le bout de la bielle.

Pour avoir ce dernier moment, nous pouvons supposer que, pour chaque tranche *mn*, on a calculé le centre de gravité G du bout de bielle, sa masse M et son rayon de giration R autour de ce point G.

Alors C, centre des accélérations de la bielle, étant connu, et ne changeant pas quel que soit *mn*, on pourra, pour chaque tranche *mn*, calculer :

1° Le centre d'inertie *i*;

2° La résultante d'inertie puisqu'on connaît M et l'accélération de G.

Ce moment des forces d'inertie du bout de bielle sera donc connu.

Donc

$$R = \frac{Mv}{i}$$

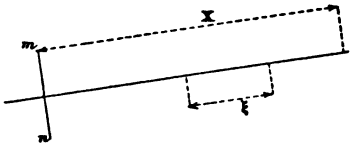
est connu.

Approximation. — On ne pourrait certes pas calculer, pour chaque tranche *mn*, les données M, R et G, mais on peut le faire approximativement de la manière suivante :

On concentrera en un point les lourds appendices des bielles (tête ou pied), et leur inertie se connaîtra simplement en ayant l'accélération du point où on les concentre. La bielle sera alors supposée cylindrique sur toute sa longueur, avec des forces appliquées aux extrémités. Dans ces conditions le calcul du moment de la résultante d'inertie de la portion de bielle devient très simple.

Soit (*fig.* 121) X la distance de la tranche *mn* à l'extrémité; soit μ la masse du cylindre par unité de longueur.

Fig. 121.



Le centre *g* est à $\frac{X}{2}$.

Le moment d'inertie autour de *b* est

$$2\int_0^{\frac{X}{2}} \mu\xi^2\, d\xi = 2\,\frac{\left(\frac{X}{2}\right)^3}{3}.$$

La masse de la fraction de bielle est μX.

Le rayon de giration autour de G est donc donné par

$$R^2 = \frac{2\,\frac{\left(\frac{X}{2}\right)^3}{3}\,\mu}{\mu X} = \frac{X^2}{12}$$

ÉTUDE SUR LA RÉSISTANCE DES CARÈNES,

PAR M. ALHEILIG.
Ingénieur des Constructions navales

Un des problèmes principaux qui s'offrent à l'ingénieur de la Marine est celui qui consiste, pour une *forme de carène choisie* et avec un *propulseur donné*, à déterminer la vitesse que prendra l'ensemble, bâtiment et propulseur, pour les différentes puissances développées par la machine. C'est cette question que nous avons étudiée, et nous nous proposons, dans cette Note, d'exposer les principaux résultats auxquels nous sommes arrivé.

Nouvelle formule de la résistance d'une carène. — Quand un navire se meut à travers l'eau, il éprouve de la part de ce liquide une certaine résistance dont il serait de la plus haute importance de pouvoir déterminer, *a priori*, la valeur d'après la connaissance des formes de la carène et du propulseur. Le but des travaux d'un grand nombre de savants et d'ingénieurs a été de chercher à exprimer les diverses parties dont se compose la résistance totale sur une carène par un certain nombre de termes contenant différentes puissances de la vitesse. Leurs investigations ont porté, soit sur des bâtiments, soit sur des modèles ou encore sur de simples plans minces.

De l'ensemble de ces recherches semble se dégager cette conclusion : qu'une des meilleures formes sous lesquelles on pourrait représenter la résistance totale R d'une carène pour une vitesse V serait celle d'une série indéfinie, telle, par exemple, que

$$R = K_1 V + K_2 V^2 + K_3 V^3 + \ldots + K_n V^n + \ldots,$$

dans laquelle les coefficients $K_1, K_2, \ldots, K_n, \ldots$ ne dépendraient que des formes. Cette série pourrait d'ailleurs ne comprendre qu'une partie des termes que nous indiquons, se succédant suivant une loi déterminée des différentes puissances de V.

C'est ainsi que, pour entreprendre cette étude, nous avons admis, d'accord en cela avec un grand nombre d'ingénieurs, que la résistance ne comportait pas de terme simplement proportionnel à la première puissance de V, et qu'on pouvait mettre ainsi V^2 en facteur. Nous obtenons donc la valeur de la résistance sous la forme

$$R = f(V) V^2. \tag{1}$$

Si nous désignons par F′ le travail de poussée de l'hélice, par F le travail sur les pistons de la machine, par α et β les rendements de la machine et du propulseur, α et β étant fonctions de la vitesse, nous pourrons écrire

$$\frac{RV}{75} = F' = \frac{f(V)}{75} V^3 = \alpha\beta F;$$

d'où

$$F = \frac{f(V)}{75\,\alpha\beta} V^3$$

ou encore

$$(2) \qquad F = \varphi(V) V^3.$$

La forme de l'équation (2) est celle sous laquelle se présente la détermination de la puissance en chevaux sur les pistons de la machine en fonction de la vitesse à imprimer au bâtiment, dans l'étude de tous les projets de navires. Aussi cette raison nous a-t-elle conduit à nous attacher spécialement à l'étude de la fonction $\varphi(V)$, au moyen des nombreux essais de bâtiments insérés au *Mémorial*. Seulement, au lieu de conserver $\varphi(V)$, nous avons eu l'idée de poser

$$\varphi(V) = \psi(F),$$

pensant trouver plus facilement une forme simple pour $\psi(F)$ que pour $\varphi(V)$, ce qui nous a amené à écrire

$$(3) \qquad F = \psi(F) V^3.$$

Nos espérances ont été pleinement réalisées, car l'étude de près de quarante séries d'essais des différents bâtiments de la flotte nous a conduit à

$$(4) \qquad \psi(F) = a + bF,$$

a et b étant deux constantes particulières à un bâtiment donné.

Remplaçons $\psi(F)$ par sa valeur dans (3) et tirons la valeur de F, il vient

$$(A) \qquad F = \frac{aV^3}{1 - bV^3},$$

nouvelle formule que nous proposons de substituer à l'ancienne

$$F = \frac{1}{m^3} B^2 V^3,$$

reconnue absolument insuffisante.

Il est bon de remarquer que la méthode que nous avons employée pour déterminer l'équation (A), en nous amenant à prendre pour coefficient de V^3 le terme $\frac{a}{1 - bV^3}$, nous donne précisément, pour ce coefficient, la série

$$a(1 + bV^3 + b^2V^6 + b^3V^9 + \ldots + b^nV^{3n} + \ldots)$$

ramenée à sa forme concrète; il en résulte que nous sommes ainsi arrivé par un moyen indirect à exprimer la fonction $\varphi(V)$ de la formule (2), sous la

forme d'une série convergente en fonction des puissances croissantes o, 3, 6, 9, ... de V, tout en n'employant que deux constantes.

Vérification expérimentale de la formule. — La forme simple sous laquelle nous exprimons la puissance F en fonction de V par la formule (A),

$$\text{(A)} \qquad F = \frac{aV^3}{1 - bV^3},$$

se prête très simplement, comme nous allons le faire voir, à la vérification expérimentale de notre formule

Cette équation peut, en effet, se mettre sous la forme

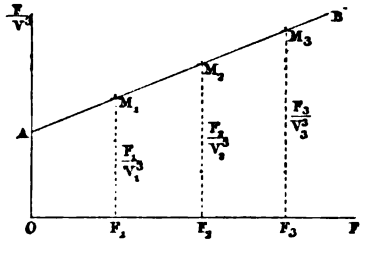
$$(5) \qquad \frac{F}{V^3} = a + bF.$$

Si donc nous calculons pour les différentes vitesses V_1, V_2, ..., réalisées dans un essai aux puissances F_1, F_2, ..., les valeurs

$$\frac{F_1}{V_1^3}, \quad \frac{F_2}{V_2^3}, \quad \ldots,$$

et si nous portons (*fig.* 1) aux points d'abscisse F_1, F_2, ... des ordonnées égales à $\frac{F_1}{V_1^3}$, $\frac{F_2}{V_2^3}$, ..., les points M_1, M_2, ainsi obtenus, doivent se trouver sur

Fig. 1.



une même droite AB, dont l'ordonnée à l'origine OA détermine a et dont le coefficient angulaire n'est autre que b.

C'est cette méthode que nous avons employée pour vérifier l'exactitude de notre formule. Les Planches, jointes au rapport, montrent les résultats auxquels nous sommes arrivé.

Les droites moyennes, passant au milieu des points d'expérience qui sont tous indiqués, ont été tracées après avoir calculé leur ordonnée à l'origine et leur coefficient angulaire par la *méthode des moindres carrés.*

Pour l'application de cette méthode, nous avons volontairement laissé de côté quelques points, dans un certain nombre d'essais, quand ces points nous paraissaient manifestement faux. Leur nombre est d'ailleurs fort restreint. En particulier, nous avons souvent été obligé de négliger les points obtenus à trop petite vitesse, ces points se trouvant placés fort au-dessus de la droite

moyenne et sans aucune corrélation avec la direction générale de cette droite. On pourrait peut-être expliquer ce fait, en remarquant qu'à petite vitesse le bâtiment est plus influencé par les causes extérieures de nature à influer sur la vitesse (courant, vent, etc.), que, par conséquent, à cette allure, la vitesse observée est, en général, moindre que la vitesse réelle, que prendrait le bâtiment en l'absence de ces causes extérieures. Il peut aussi se faire que, dans ces conditions, les courbes d'indicateur soient obtenues plus exactement qu'à une allure supérieure, et que, par suite, la puissance observée soit relativement plus grande que dans ces derniers essais. Enfin, une dernière hypothèse parfaitement admissible, c'est que notre formule peut ne s'appliquer qu'entre des limites déterminées pour un bâtiment donné. Ce point pourrait d'ailleurs facilement être élucidé par des expériences faites dans de très bonnes conditions. Quoi qu'il en soit, ces limites sont assez larges, puisque, comme on pourra s'en rendre compte par l'examen attentif des Planches du rapport, elles s'étendent depuis les plus grandes vitesses qu'atteignent les bâtiments, jusqu'à des vitesses voisines de 9 nœuds et quelquefois moins.

Remarque. — Pour qu'il n'y ait aucune ambiguïté sur les nombres inscrits comme valeurs de F dans le Tableau concernant chaque série d'essais et placé en regard du diagramme correspondant, on doit noter que nous avons, autant que possible, dans la formule (A), remplacé F par la puissance sur les pistons des machines principales seulement, en supprimant, par conséquent, la puissance des turbines de circulation, des ventilateurs, etc. Quant à V, nous l'avons exprimé en mètres par seconde.

Vitesse critique. — On peut, comme nous allons le faire voir, écrire la formule (A) sous une forme un peu différente de celle que nous avons indiquée, mais permettant de remplacer le coefficient b par un autre coefficient ayant une signification mécanique assez remarquable.

Reprenons la formule

$$F = \frac{aV^3}{1 - bV^3}, \tag{A}$$

et égalons le dénominateur à o. En désignant par c la valeur de la vitesse satisfaisant à cette condition, on a immédiatement

$$1 - bc^3 = 0,$$

d'où

$$b = \frac{1}{c^3}; \tag{6}$$

b serait donc l'inverse du cube d'une vitesse.

La formule (A) s'écrit alors, en remplaçant b par sa valeur,

$$F = \frac{aV^3}{1 - \left(\frac{V}{c}\right)^3}; \tag{A}$$

v est la vitesse qu'atteindrait le bâtiment pour une valeur infinie de F en supposant notre formule applicable jusqu'à cette limite. On pourrait appeler v la vitesse *critique* du bâtiment.

Détermination des coefficients a et b d'un navire par l'étude de son modèle. — Supposons deux carènes munies chacune d'un propulseur propre, et dont toutes les parties soient rigoureusement semblables. Représentons par λ le rapport de similitude du plus grand des deux navires au plus petit. Désignons par F, V, a, b les termes de la formule (A) pour le plus grand, par F_1, V_1, a_1, b_1 les termes correspondants du plus petit. On aura

$$F = \frac{aV^3}{1 - bV^3} \quad \text{et} \quad F_1 = \frac{a_1 V_1^3}{1 - b_1 V_1^3};$$

mais, si la similitude dynamique existe, on a *approximativement*

$$F = \lambda^{\frac{7}{2}} F_1, \quad \text{pour} \quad V = \lambda^{\frac{1}{2}} V_1.$$

Remplaçons F_1 et V_1 par leurs valeurs dans la seconde des deux équations précédentes, il vient

$$F = \frac{a_1 \lambda^2 V^3}{1 - b_1 \lambda^{-\frac{3}{2}} V^3} = \frac{aV^3}{1 - bV^3},$$

d'où

(B) $$a = a_1 \lambda^2,$$

(C $$b = b_1 \lambda^{-\frac{3}{2}}.$$

Telles seraient les relations théoriques existant entre a et a_1, b et b_1 si les puissances en chevaux sur les pistons des machines des deux bâtiments considérés étaient dans le rapport que nous avons indiqué. Mais il n'en est pas exactement ainsi et, par conséquent, nous devons prévoir que les lois exprimées par les formules (B) et (C) ne doivent être considérées que comme des *lois approximatives*. Néanmoins, il serait bon de savoir dans quelles limites on peut *pratiquement* compter sur leur exactitude. C'est dans ce but que nous avons établi les comparaisons qui vont suivre.

Vérification expérimentale des équations (B) *et* (C). — Le meilleur moyen de résoudre cette question serait évidemment de pouvoir comparer les valeurs des coefficients a et b pour deux bateaux géométriquement semblables dans *toutes leurs parties* (carène et propulseur) et ayant chacun fait une série suffisante d'essais. Malheureusement ce moyen de vérification nous échappe, car nous ne connaissons pas deux bâtiments réalisant ces conditions et dont les essais aient été effectués.

Nous avons donc dû nous contenter des résultats d'essais effectués sur des modèles de bâtiments existants et insérés au *Mémorial* et de comparer les résultats fournis par ces modèles à ceux que les bâtiments eux-mêmes avaient donnés à leurs essais. Nous avons donc calculé les valeurs a et b du bâtiment,

les valeurs a_1 et b_1 du modèle, et nous avons écrit les équations (B) et (C) sous la forme

$$(B') \qquad a = a_1 \lambda^x,$$

$$(C') \qquad b = b_1 \lambda^y,$$

nous proposant de déterminer les valeurs de x et y pour les différents modèles essayés avec leurs hélices en marche à l'arrière suivant la méthode employée en France dans les essais de résistance des carènes. Le Tableau suivant renferme les valeurs ainsi déterminées.

	x.	y.
Terrible.....	2,195	— 1,564
Milan (premiers essais)....	2,147	— 1,744
Milan (seconds essais).....	2,142	— 1,514
Bayard.....	2,058	— 1,451
Océan.....	2,112	— 1,748

Comme nous le faisions remarquer plus haut, la vérification des formules (B) et (C) n'est pas et ne pouvait pas être absolue; mais elle est telle néanmoins qu'il nous a semblé que l'emploi de notre formule pourrait peut-être simplifier l'étude de la résistance des carènes, et qu'à ce point de vue elle pourrait rendre quelques services.

Résumé et conclusions. — En résumé, les résultats que nous venons d'exposer semblent ramener l'étude de la résistance des carènes à celle des exposants x et y de λ dans les équations (B') et (C') appliquées soit à un modèle, soit à une carène semblable et possédant son moteur propre. Il pourra donc se faire que la détermination des lois qui régissent x et y soit également très difficile : l'expérience seule peut se prononcer à cet égard; mais nous croyons pouvoir dire, sans trop de présomption, et en nous basant sur les chiffres donnés plus haut, et dont nous regrettons le nombre trop restreint, que les limites entre lesquelles se déplaceront ces valeurs seront assez faibles pour qu'on puisse en tirer des indications pratiques qui pourront être de la plus haute importance.

Un avantage assez grand que nous devons signaler aussi dans l'emploi de la formule (5) que nous proposons, c'est de remplacer l'étude de courbes qu'il est toujours assez difficile de faire avec précision par la détermination des éléments d'une ligne droite, ce qui peut se faire rapidement et avec exactitude, même par les procédés graphiques.

APPENDICE.

I. — Caractéristique d'un batiment.

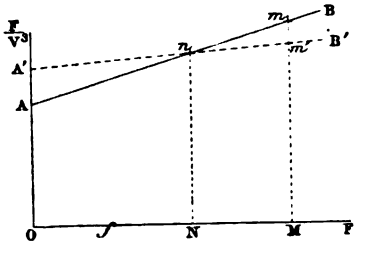
Nous proposons de désigner sous le nom de *caractéristique* du navire la droite définie par l'équation (5); les coefficients a et b de cette droite pourront alors être appelés les *coefficients caractéristiques* du bâtiment.

Les coefficients caractéristiques sont fonctions à la fois de la coque proprement dite et de l'hélice, de sorte que, si l'on change l'hélice d'un bâtiment donné, on fait varier, en général, en même temps a et b. Nous verrons dans la suite divers exemples de ces modifications.

La caractéristique permet de se rendre immédiatement compte de l'avantage que peut présenter un changement d'hélice ou d'assiette aux différentes allures.

Considérons, en effet (*fig.* 2), une première caractéristique AB obtenue avec une hélice déterminée et une assiette donnée. Soient a et b les coeffi-

Fig. 2.



cients caractéristiques correspondants. Pour une autre hélice et une autre assiette, nous aurons comme caractéristique A'B' et comme coefficients caractéristiques a' et b'.

Pour une même force en chevaux $f = \mathrm{OM}$, la vitesse sera donnée dans les deux cas par

$$v = \sqrt[3]{\frac{f}{\mathrm{M}m}}$$

et

$$v' = \sqrt[3]{\frac{f}{\mathrm{M}m'}}.$$

Plus l'ordonnée correspondant à la force f sera petite, plus la vitesse obtenue sera grande.

Il résulte de là que, pour tous les points situés entre O et N, l'avantage est en faveur de la caractéristique AB, puisque, pour des forces égales, la vitesse obtenue est plus grande, mais qu'à partir de N c'est la caractéristique A'B' qui donne les meilleurs résultats.

Pour comparer entre elles deux hélices placées successivement sur le même bâtiment, ou pour se rendre compte de l'influence d'un changement d'assiette, il suffira donc de déterminer dans chaque cas la caractéristique correspondante au moyen d'un nombre suffisant d'expériences à différentes vitesses.

En général, les caractéristiques ainsi obtenues se couperont, de sorte qu'un changement d'hélice ou d'assiette bon pour une certaine allure sera mauvais pour une autre allure qui sera, suivant le cas, plus petite ou plus grande que la première.

Il est inutile d'insister sur ce point que chacun pourra discuter avec la plus grande facilité.

II. — Remarques sur quelques caractéristiques.

Hoche (*Pl. IV*). — Les points fournis par les expériences du *Hoche* semblent, à première vue, donner un démenti à notre théorie. Nous allons montrer qu'ils lui fournissent, au contraire, une confirmation assez remarquable.

Le rapport d'essais de ce bâtiment constate, en effet, que les trois expériences marquées ⊕ ont été faites avec la *carène propre*, tandis que les cinq autres marquées + ont été faites avec la *carène couverte d'herbes*. Nous en avons conclu immédiatement qu'il fallait séparer les deux séries d'essais et calculer pour ce bâtiment deux caractéristiques : l'une, de coefficients a et b, tracée en ponctué, s'appliquant à la carène propre; l'autre, de coefficients a' et b', tracée en tirets, s'appliquant à la carène sale.

Les deux tracés de la *Pl. IV* montrent de suite l'avantage qu'il y a à faire les essais avec une carène propre. On voit, en effet, que la caractéristique de la carène propre est tout entière au-dessous de celle de la carène sale.

Requin (*Pl. VII*). — Nous avons calculé pour ce bateau deux caractéristiques : la première, en supprimant une expérience; la seconde, en les prenant toutes. Comme tous les essais ont été faits par beau temps et que, néanmoins, les points sont disposés sur une zone assez large, nous avons été embarrassé pour savoir quelles expériences nous devions conserver. En comparant les deux séries de coefficients caractéristiques avec ceux des bâtiments analogues : *Terrible* et *Indomptable*, nous croyons que la caractéristique du *Requin* est celle que nous avons obtenue en prenant toutes les expériences. Cependant il reste une certaine incertitude sur la valeur des coefficients.

Cet exemple fait voir combien il est important, pour obtenir une bonne détermination de la caractéristique, de faire le plus grand nombre d'essais possible.

Milan (*Pl. VI*). — Les premiers essais effectués sur ce bâtiment sont au

nombre de six. Trois ont été effectués par beau temps, trois avec de la houle. Nous avons calculé les coefficients caractéristiques en supprimant les deux premiers essais, mais il reste néanmoins quelque doute sur les valeurs ainsi obtenues.

Duquesne (*Pl. XIII*). — Nous avons calculé aussi pour le *Duquesne* deux caractéristiques, la première en prenant tous les essais, la seconde en supprimant les quatre premiers. C'est également pour retomber sur des coefficients caractéristiques voisins de ceux du *Tourville* que nous avons opéré ainsi. Nous devons remarquer que, parmi les essais supprimés, deux d'entre eux, les nos 3 et 4, avaient été faits par houle et avaient dû ainsi fournir des valeurs de $\frac{F}{V^3}$ trop fortes, et que les deux premiers ayant été faits vers 10 nœuds se trouvent dans des conditions analogues à celles de la plupart des essais à petite vitesse, et peuvent être supprimés, comme nous l'avons indiqué plus haut.

Modèles (*Pl. XXI, XXII, XXIII, XXIV*). — L'examen des caractéristiques des modèles fait voir que nous n'avons guère employé pour le calcul des coefficients, d'expériences faites en dessous de $1^m,30$, ce qui correspond, étant donné le rapport de similitude $\lambda = 16$, à une vitesse de 11 nœuds environ pour le bâtiment. En dessous de cette limite, les points s'élèvent au-dessus de la caractéristique ou passent en dessous.

Nous avons déterminé les valeurs de F du modèle aux différentes vitesses en faisant le produit de la résistance totale du modèle par la vitesse correspondante. Or cette valeur de la résistance est donnée d'après le relevé des ordonnées d'une courbe tracée au sentiment au milieu des points d'expériences. Pour les petites vitesses, les ordonnées ainsi relevées ne sont souvent que de quelques millimètres; on voit par là quelle erreur relative considérable on peut commettre à cette allure, en admettant même que la courbe moyenne ait été tracée aussi rigoureusement que possible.

Nous croyons qu'il vaudrait mieux opérer de la façon suivante : transformer en valeur de F les résistances directement obtenues par expérience, calculer le quotient $\frac{F}{V^3}$ et porter de suite les valeurs de $\frac{F}{V^3}$ en ordonnées aux points d'abscisses F, appliquer ensuite la méthode des moindres carrés à la détermination des valeurs des coefficients caractéristiques en employant le plus grand nombre possible d'expériences. On voit d'ailleurs que notre méthode permettrait très probablement de diminuer le nombre des relevés à faire dans l'étude de la résistance d'un modèle, par suite de la nécessité d'arriver à grouper les valeurs de $\frac{F}{V^3}$ sur une droite, ce qui permettrait d'éliminer de suite les expériences manifestement fausses.

III. — Comparaison des coefficients caractéristiques des batiments de la même classe.

Chacun pourra facilement faire cette comparaison et remarquer que les bâtiments de même déplacement et de même forme ont des coefficients légèrement différents les uns des autres, mais beaucoup moins rapprochés, sans aucun doute, que les valeurs de m calculées pour ces bâtiments.

Aussi semble-t-il presque impossible, dans l'état actuel de la question, de prévoir *a priori* les valeurs de ces coefficients pour un bâtiment de formes déterminées et dont le propulseur est connu. Le seul procédé pratique d'arriver à cette détermination semble donc celui que nous avons indiqué plus haut et qui consiste dans l'étude des modèles.

Nous croyons cependant pouvoir dire, à titre de renseignement et d'après un grand nombre de tentatives que nous avons faites, que le terme principal de la valeur de a semble être fonction des éléments de la coque, tandis que le terme principal de la valeur de b serait fonction des éléments de l'hélice.

IV. — Caractéristiques de quelques batiments sur lesquels on a essayé plusieurs hélices.

Faucon (*Pl. XIV*). — Le *Faucon* est un bâtiment à deux hélices sur lequel on a successivement essayé deux séries d'hélices ayant les éléments moyens suivants :

		Hélices			
		n° 1.		n° 2.	
		B^d^.	T^d^.	B^d^.	T^d^.
Diamètre extérieur D		3,600	3,600	3,616	3,608
Nombre d'ailes		2	2	3	3
Pas constant H		4,4807	4,4383	4,1796	4,1121
Rapport $\frac{H}{D}$		1,244	1,233	1,156	1,140
Fraction de pas de chaque aile	Extrémité du rayon	0,0425	0,0426	0,0242	0,0238
	$\frac{3}{4}$ »	0,0787	0,0787	0,0588	0,0587
	$\frac{1}{2}$ »	0,1116	0,1119	0,0887	0,0884

En superposant les deux caractéristiques obtenues, on voit (*fig.* 3) qu'elles se coupent au point n dont l'abscisse $f = ON$ est donnée par la relation

$$f = \frac{a_1 - a_2}{b_2 - b_1},$$

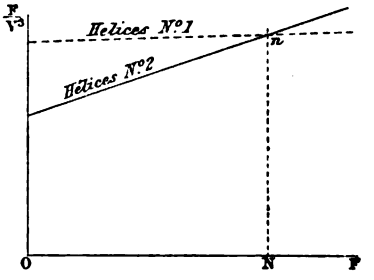
$a_1 b_1$, $a_2 b_2$ désignant les coefficients caractéristiques dans les deux cas,

$$f = 2400 \text{ chevaux environ.}$$

En dessous de ce point, ce sont les hélices n° 2 qui donnent les meilleurs résultats; au-dessus, les hélices n° 1 ont l'avantage. Il peut se faire cependant

qu'à cause des vibrations provoquées par l'emploi d'hélices à deux ailes les hélices n° 2 soient préférables. Il faut remarquer en outre que l'exemple du *Faucon* n'est pas très concluant, parce que les points ne sont pas très bien groupés.

Fig. 3.



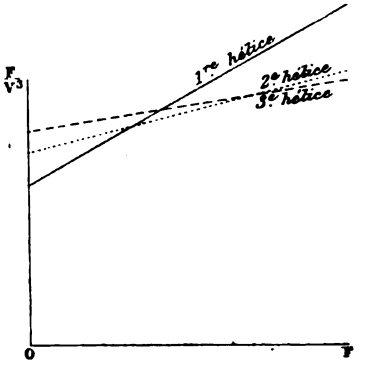
L'*Audacieux* et l'*Iris* vont nous fournir des exemples bien meilleurs de l'emploi des caractéristiques à la détermination de la meilleure hélice.

Audacieux (*Pl. XVII* et *XVIII*). — Sur l'*Audacieux*, on a essayé trois hélices dont les éléments sont les suivants :

		Hélices n° 1.	Hélices n° 2.	Hélices n° 3.
Diamètre extérieur D		2,200	2,200	2,000
Nombre d'ailes		3	3	3
Pas constant H		2,269	2,300	2,490
Rapport $\frac{H}{D}$		1,031	1,045	1,245
Fraction de pas totale	Extrémité du rayon	0,135	0,138	0,171
	$\frac{3}{4}$ »	0,240	0,186	0,246
	$\frac{1}{2}$ »	0,435	0,309	0,351

En superposant les trois caractéristiques, on voit de suite (*fig.* 4) que

Fig. 4.



c'est la troisième hélice qui fournit les meilleurs résultats à grande vitesse.

On trouverait par la même méthode que précédemment les points de ren-

contre des diverses caractéristiques. On verrait ainsi que la première et la deuxième se coupent pour

$$f = 410 \text{ chevaux},$$

la deuxième et la troisième pour

$$f = 500 \text{ chevaux},$$

la première et la troisième pour

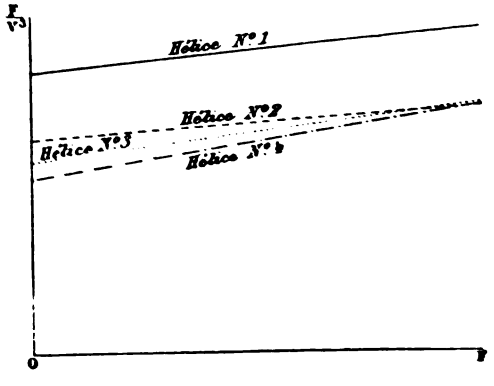
$$f = 430 \text{ chevaux}.$$

Iris (*Pl. XIX* et *XX*). — On a essayé sur l'*Iris* quatre hélices dont les éléments sont :

	Hélices			
	n° 1.	n° 2.	n° 3.	n° 4.
Diamètre D	5,651	5,651	4,966	5,524
Nombre d'ailes	4	2	4	2
Pas constant H	5,74	5,74	6,109	6,490
Rapport $\frac{H}{D}$	1,016	1,016	1,230	1,175
Fraction de pas totale aux $\frac{3}{4}$ du rayon	0,308	0,154	0,265	0,184

En superposant les quatre caractéristiques (*fig.* 5), on voit que l'hélice n° 1 est manifestement plus mauvaise que les trois autres.

Fig. 5.



Quant à ces dernières, elles fournissent à 8000 chevaux sensiblement les mêmes résultats.

L'hélice n° 4 semble cependant préférable; mais, de même que l'hélice n° 2 n'a pu être poussée au delà de 4400 chevaux à cause des vibrations excessives qu'elle provoquait, il pourrait se faire qu'on ait intérêt à adopter, malgré son léger désavantage, l'hélice n° 3 à quatre ailes, au lieu de l'hélice n° 4 à deux ailes.

V. — Remarques au sujet de la comparaison des caractéristiques du bateau et de son modèle.

On a pu remarquer (p. 140) que la valeur de y pour les premiers essais du *Milan* est de $-1,744$ et que celle de l'*Océan* est de $-1,748$.

Ces deux valeurs sont beaucoup plus écartées du nombre théorique $-1,50$ que celles du *Terrible*, du *Bayard* et des seconds essais du *Milan*. On en peut donner l'explication suivante :

C'est que, pour le *Milan*, la caractéristique des premiers essais n'a pu être calculée bien exactement pour les raisons que nous avons données plus haut.

Quant à l'*Océan*, il possédait une machine à injection, de sorte que le travail de la pompe à air était très considérable relativement à celui des machines modernes. De plus, les indicateurs dont on disposait à l'époque des essais de ce bâtiment étaient loin d'être aussi parfaits que ceux qu'on emploie aujourd'hui. Ces deux raisons donnent lieu de penser que l'écart relevé plus haut serait bien moindre, si l'on s'était trouvé pour les essais de ce bâtiment dans les conditions actuelles.

VI. — Relation entre le coefficient d'utilisation et les coefficients caractéristiques.

Il est facile de trouver la relation entre m et les coefficients a et b. Écrivons en effet la formule adoptée aujourd'hui

$$F = \frac{1}{m^3} B^2 v^3,$$

où v est exprimé en nœuds et celle que nous proposons

$$F = \frac{a}{\frac{1}{V^3} - b},$$

où V est exprimé en mètres par seconde.

Multiplions haut et bas la première par $\overline{0,5144}^3$ il vient

$$F = \frac{1}{m^3} B^2 \frac{v^3 \times \overline{0,5144}^3}{\overline{0,5144}^3},$$

d'où

$$F = \frac{1}{m^3} B^2 \frac{V^3}{\overline{0,5144}^3}.$$

Égalons les deux valeurs de F, il vient

$$\frac{aV^3}{1-bV^3} = \frac{1}{m^3} B^2 \frac{V^3}{\overline{0,5144}^3},$$

d'où

$$m^3 = \frac{B^2}{\overline{0,5144}^3 . a}(1-bV^3),$$

V étant dans cette formule exprimé en mètres par seconde.

NOTE

AU SUJET DE LA STABILITÉ SUR HOULE

DES TORPILLEURS,

PAR M. C. FERRAND,
Ingénieur des Constructions navales.

A la suite des accidents survenus aux torpilleurs de 35^{m}, nous avons eu l'occasion d'être mêlé à l'établissement des projets de transformation de ces petits bâtiments. L'étude comparative que nous avons dû faire à cette époque des qualités nautiques des différents types de torpilleurs français a mis en lumière quelques résultats d'un intérêt général que nous croyons utile d'indiquer.

En comparant les différentes façons dont se comportaient à la mer les torpilleurs sur lesquels nous avions eu l'occasion de naviguer par un mauvais temps, nous avions été conduit à penser que le principal défaut des torpilleurs de 35^{m} était dans l'exagération et surtout la mauvaise disposition de leurs œuvres mortes.

Pour mettre ce fait en évidence, nous avons d'abord cherché à nous rendre compte de ce que devenait la stabilité théorique initiale lorsque des torpilleurs de différents types se trouvaient placés sur des houles de longueurs et de hauteurs diverses. On trouvera certainement que quelques-unes des hypothèses que nous faisons sont loin de la rigueur mathématique; mais nous n'avons d'autre but que de comparer des bateaux assez semblables les uns aux autres, et, d'ailleurs, les comparaisons employées habituellement, dans lesquelles on ne considère que la stabilité en eau calme, sont plus éloignées de la vérité que celles que nous proposons aujourd'hui.

La stabilité étant liée au moment d'inertie de la flottaison, c'est-à-dire à la somme des cubes des ordonnées, il est facile de voir *a priori* que la stabilité sera modifiée chaque fois que la flottaison variera; aussi la plupart des résul-

tats auxquels nous arrivons sont à peu près évidents; nous n'avons fait que les traduire en chiffres : sur un bateau d'un certain tonnage et d'un tirant d'eau assez élevé, les variations de flottaison dues à la houle sont peu importantes; il en est tout autrement sur les torpilleurs.

Nous avons supposé, dans les calculs dont le détail est exposé plus loin, que le bateau est placé, sans vitesse relative, sur une houle cylindrique et permanente se transportant parallèlement à son axe et que le volume de carène immergé est égal au déplacement du bâtiment. Nous avons considéré successivement des houles de 60^m de longueur et de 3^m de creux et des houles de 30^m de longueur et de 3^m ou de $1^m,50$ de creux; le bâtiment est supporté tantôt sur deux crêtes, tantôt sur une seule crête; nous avons aussi supposé le torpilleur placé de telle sorte que l'*N* ou l'*Æ* soit complètement hors de l'eau. Ces deux dernières hypothèses sont invraisemblables, mais n'ont été examinées que pour mettre mieux en évidence l'influence des œuvres mortes.

Le Tableau suivant résume le résultat des calculs :

	BALNY.			35m. NON MODIFIÉ.			35m. MODIFIÉ PAR M. LAGANE.			35m. PROJET DE TRANSFORMATION N° 1.		
	P (ρ — a).	ANGLE de chavirement.	RÉSERVE totale de stabilité.	P (ρ — a).	ANGLE de chavirement.	RÉSERVE totale de stabilité.	P (ρ — a).	ANGLE de chavirement.	RÉSERVE totale de stabilité.	P (ρ — a)	ANGLE de chavirement.	RÉSERVE totale de stabilité.
Flottaison droite d'après l'expérience de stabilité.....	26,613	70°.45'	6,541 tm	23,587	61°.15'	4,202 tm	23,194	77°.30'	7,322 tm	23,587	60°.45'	4,636 tm
Premier cas. — Vague de 60m × 3m (hélice immergée).	5,598	33.45	0,386	15,806	59.00	2,559	16,242	74.45	4,780	10,230	44.30	1,255
Deuxième cas. — Vague de 60m × 3m (hélice émergée).	11,879	64.45	2,550	5,553	28.30	0,266	13,731	78.00	4,226	7,043	40.00	0,724
Troisième cas. — Vague de 30m × 1m,50 (convexe)..	7,538	36.00	0,671	11,859	46.00	1,133	21,164	au delà 80°	8,554	10,311	42.45	1,159
Quatrième cas. — Vague de 30m × 1m,50 (concave)..	14,142	56.30	2,449	8,692	39.00	0,700	11,334	61.45	2,264	9,897	42.45	1,135
Cinquième cas. — Vague de 30m × 3m (convexe).....	2,735	26.00	0,168	3,865	27.30	0,193	16,711	au delà 80°	5,786	4,760	34.00	0,338
Sixième cas. — Vague de 30m × 3m (concave).....	9,318	65.15	1,959	0,278	9.00	0,028	1,699	24.00	0,075	1,479	17.30	0,044
Septième cas. — Vague de 30m × 3m (hélice immergée).	8,640	51.45	1,270	7,787	30.00	0,289	13,065	70.00	3,220	3,521	20.00	0,084
Huitième cas. — Vague de 30m × 3m (hélice émergée).	2,456	24.00	0,134	2,571	20.00	0,056	11,252	65.15	2,465	1,291	17.00	0,060

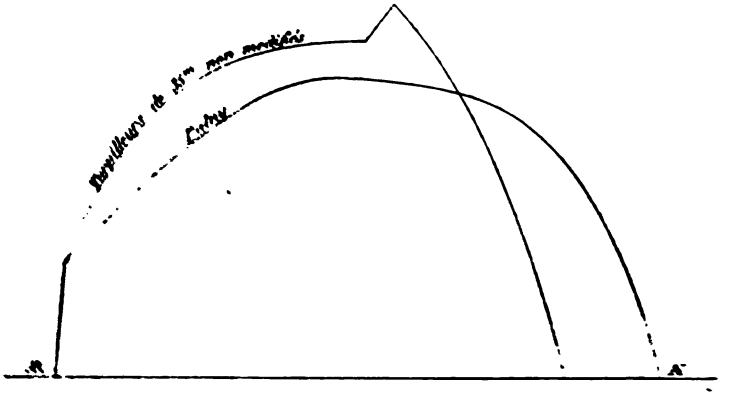
En examinant les chiffres du Tableau et en jetant les yeux sur la *Pl. XIV*, où sont représentés les croquis des torpilleurs supportés par différentes houles, on se rend compte, au point de vue de la stabilité seule, d'un certain nombre de faits qu'il est intéressant de signaler.

Le premier fait, très important à notre avis, qui est mis en évidence, est que les torpilleurs type Balny et les torpilleurs de 35ᵐ sont, sur mer houleuse aussi bien qu'en eau calme, dans des conditions tout à fait semblables au point de vue de la stabilité. Si le seul défaut des torpilleurs de 35ᵐ était un manque de stabilité, le même reproche serait aussi à faire aux torpilleurs type 65 et Balny : il n'y aurait donc pas de raison, si l'on a pris le parti d'augmenter la stabilité des premiers, pour continuer à faire naviguer les seconds, sans les modifier.

Cette conclusion est loin d'être la nôtre; nous ne trouvons, dans les calculs que nous avons faits, qu'une confirmation de l'opinion qu'il faut chercher ailleurs que dans la stabilité théorique la cause de la supériorité des torpilleurs type Balny sur les torpilleurs de 35ᵐ.

Nous croyons que le grand défaut des torpilleurs de 35ᵐ doit être attribué à la mauvaise répartition du volume des œuvres mortes. Si l'on trace la courbe des aires des œuvres mortes, on voit combien la répartition en est différente sur les deux types de torpilleurs. Quand la mer vient de l'R, elle soulève l'R

Fig. 1.



de façon à le faire basculer et à enfoncer l'A dans l'eau; le mouvement de bascule est d'autant plus prononcé que les formes des œuvres mortes de l'A sont plus fines et des œuvres mortes de l'R plus grosses. Aussi, à ce point de vue, les 35ᵐ ont-ils une infériorité très marquée sur les Balny. Il est manifeste qu'ils seront beaucoup plus aisément que ceux-ci jetés par la mer de la position 7 à la position 8. Or, dans le mouvement, le calcul montre, avec les hypothèses que nous avons faites, que le moment de stabilité initial ΣP : — [illegible] est réduit de [illegible] à [illegible]. Dans la pratique, une position semblable à celle que nous indiquons ne se présente sans doute pas; mais on peut affirmer

que, dans ces mouvements de tangage, la stabilité est réduite dans des proportions très considérables.

Au même moment, la vitesse se trouve diminuée par le choc de l'eau; si le bateau se trouve à cet instant couché par une lame, on ne doit pas être surpris qu'il reste engagé et même qu'il chavire.

Pour éviter les mouvements de bascule le remède consisterait à affiner les formes de l'Æ de façon que l'eau se brisât contre le torpilleur, et à renfler, en leur donnant du devers, les formes de l'Æ.

On trouvera aussi, dans le calcul que nous présentons, l'explication très simple de ce fait que les torpilleurs ont des rappels beaucoup plus francs quand ils sont vent debout que quand ils sont vent Æ. Lorsque le bâtiment marche debout à la mer, il rejette l'eau des crêtes de chaque bord comme une charrue et comble les creux de telle façon qu'il est entouré d'une eau dont la surface est à peu près plane; au contraire, quand il se déplace dans le même sens que la houle, et avec une vitesse sensiblement la même, le creux n'est pas comblé et le bâtiment se trouve dans des conditions de stabilité voisines de celles que nous avons examinées; le moment initial de redressement $P(\rho - a)$ se trouve réduit de plus de moitié sur une houle de 30^m de long sur $1^m,50$ de creux, qui n'a rien d'anormal; à ce point de vue, les formes fines et taillantes de l'Æ du Balny sont préférables aux formes rondes des 35^m, le long desquelles la mer monte au lieu de se briser.

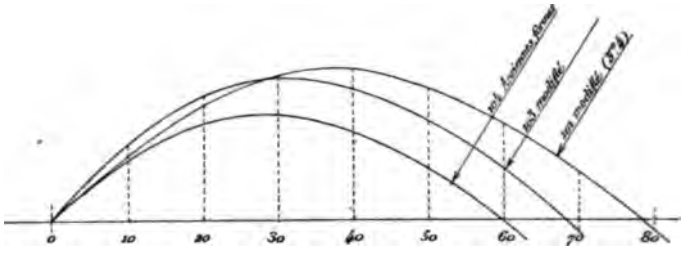
Vent Æ, par mauvais temps, il y a donc lieu de chercher à augmenter la vitesse relative du torpilleur et de la houle, soit en accroissant notablement la vitesse pour combler les creux par l'Æ, soit en la diminuant jusqu'à la dernière limite pour forcer la mer à se briser sur l'Æ. Malheureusement ces deux solutions sont peu pratiques : la première, parce que le peu de solidité de la coque ne permet pas de marcher à grande allure par mauvais temps; la seconde parce qu'à très petite vitesse les torpilleurs ne gouvernent plus. Aussi ces petits bâtiments doivent-ils avoir une très grande surface de gouvernail, non seulement afin d'évoluer aisément, mais aussi afin de pouvoir gouverner à très petite vitesse.

Lorsqu'on marche vent Æ sur une mer creuse, les embardées favorisent le roulis et peuvent amener le bateau à une inclinaison où il engage. C'est pourquoi un gouvernail Æ, analogue à ceux des torpilleurs Normand, améliorerait certainement les torpilleurs de 35^m.

En comparant les résultats relatifs aux torpilleurs de 35^m non modifiés à ceux des torpilleurs transformés d'après les plans de M. Lagane, on voit que, sur la houle, ces derniers ont, dans tous les cas, une stabilité bien supérieure à celle des premiers. On doit l'attribuer à ce que le redressement des formes assure, dans tous les cas, aux ordonnées une assez grande valeur, et non à ce que la courbe des bras de levier de redressement est, à la fois, haute et allongée. Si l'on compare les courbes relatives au 103 modifié (en rasant l'Æ et en installant un water-ballast sous la chaudière) aux courbes relatives au 101 mo-

difié (projet de M. Lagane, n° 4, redressement des œuvres mortes), on ne constate pas une grande différence, et on serait tenté *a priori* de trouver suffisante la transformation du 103. Cependant, en appliquant à ce torpilleur les calculs sur la houle, on constaterait évidemment que la sécurité a été fort peu augmentée.

Fig. 2.

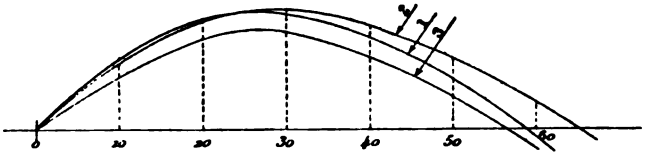


Pour corroborer les résultats des calculs, nous avons fait, sur de petits modèles, des expériences de stabilité en faisant varier l'assiette du torpilleur, tout en maintenant constants le déplacement et la hauteur du centre de gravité au-dessus de la quille.

Les courbes ci-dessous ont été tracées pour les torpilleurs de 35^{m} non modifiés et pour les 35^{m} modifiés sur les plans de M. Lagane, suivant le projet n° 4; la courbe n° 1 se rapporte au bâtiment en flottaison ordinaire, la courbe n° 2 lorsqu'il est enfoncé de l'Æ, la courbe n° 3 lorsqu'il est sur le nez.

COURBES DES BRAS DE LEVIER DE REDRESSEMENT D'APRÈS DES EXPÉRIENCES FAITES SUR MODÈLE AU $\frac{1}{10}$.

Fig. 3.

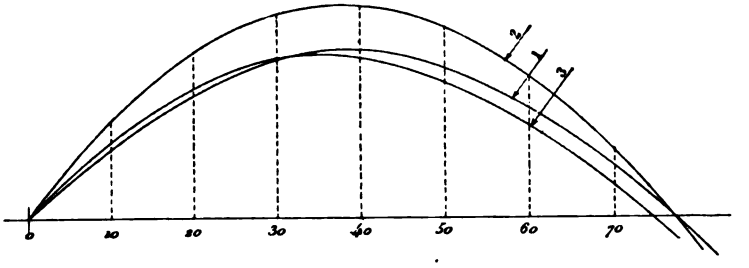


Tableaux des différents tirants d'eau correspondant aux différentes positions du centre de gravité, le déplacement restant constant.

		N° 1.	N° 2.	N° 3.
Déplacement		tx 55,518	tx 55,518	tx 55,518
Tirants d'eau	A	m 0,620	m 0,510	m 1,020
	M	0,917	0,917	0,917
	Æ sous crosse	2,094	2,204	1,694
Distance du centre de gravité à la	ligne Zéro	1,355	1,355	1.355
	p. p. Æ	15,706	14,195	17.035

		N° 1.	N° 2.	N° 3.
Déplacement		tx 57,841	tx 57,841	tx 57,841
Tirants d'eau	N	m 0,660	m 0,420	m 1,100
	M	0,943	0,943	0,943
	Æ sous crosse	1,160	1,400	1,600
Distance du centre de gravité à la	ligne Zéro	1,382	1,382	1,382
	p. p. Æ	15,700	12,470	17,440

Fig. 4.



Ces courbes mettent en évidence, d'une façon très nette, les variations de stabilité qui se produisent dans un mouvement de tangage. Elles doivent nous mettre en garde également contre les erreurs que l'on peut commettre en traçant les courbes de stabilité des torpilleurs. Jusqu'à présent, on s'est toujours servi des pantocarènes calculées avec la différence ordinaire; il y aurait lieu, lorsqu'on étudie la stabilité d'un torpilleur, soit de calculer à nouveau les pantocarènes chaque fois que les différences de tirant d'eau varient, soit, ce qui serait préférable et beaucoup plus simple, de faire une expérience sur un petit modèle.

Les courbes tracées plus haut se rapportent aux torpilleurs de 35^{m} dans lesquels, comme nous l'avons montré, le volume des œuvres mortes est beaucoup plus grand à l'*N* qu'à l'Æ. Nul doute que, sur les torpilleurs type Balny, pour lesquels la courbe des aires des œuvres mortes est presque symétrique, par rapport au couple milieu, il ne se produise pas, dans les mouvements de tangage, une variation aussi considérable de stabilité. Il serait intéressant de le vérifier sur un petit modèle.

En tous cas, abstraction faite des calculs relatifs à la houle, en ne considérant que ces trois expériences, on s'expliquera aisément que, quand un torpilleur de 35^{m} fait charrue, ce qui lui arrive fréquemment quand il reçoit la mer à deux ou trois quarts de l'Æ, les rappels doivent être très mous.

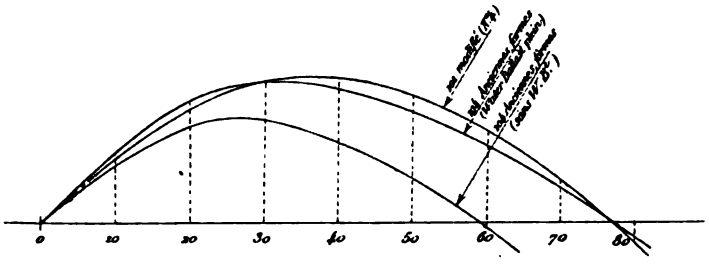
On reconnaîtra aussi qu'il en serait tout autrement si l'on avait déversé fortement les formes de l'*N* au lieu de maintenir leur extrême finesse [1]. En

[1] Les torpilleurs transformés dont il est question ici (projet de M. Lagane n° 4) avaient conservé les formes très fines de l'*N*. A la suite des essais, on décida, comme nous le demandons dans cette Note, de déverser fortement les formes de l'*N*. Ce fut d'après ces nouvelles formes que fut exécutée la transformation de tous les torpilleurs de 35^{m}.

augmentant les ordonnées de l'$\mathcal{N}$ on aurait à la fois créé une résistance au tangage et assuré une meilleure stabilité.

Il résulte des courbes tracées plus haut que l'on améliorerait considérablement la stabilité des 35^{m} en les lestant de façon à leur faire plonger l'Æ. Nous avons calculé que l'on pourrait installer dans les deux postes Æ, un water-ballast contenant 4 tonneaux d'eau; il y aurait alors un gain de stabilité très notable dû, d'un côté, à l'abaissement du centre de gravité, de l'autre, à l'augmentation de moment d'inertie des flottaisons. Nous avons tracé la courbe de stabilité à l'aide d'un petit modèle : nous la donnons ci-dessous, en comparaison de la courbe des torpilleurs non modifiés et de celle des torpilleurs modifiés par M. Lagane.

Fig. 5.



Dans le cas où, par suite de nécessités militaires, on devrait utiliser les torpilleurs de 35^{m} dans leur état actuel ([1]), il y aurait lieu de disposer à l'Æ, autour de la ligne d'arbres, un lest en fonte ou en plomb de 3 à 4^{tx} ou simplement de remplir d'eau les fonds des compartiments Æ, en prenant quelques précautions pour empêcher les mouvements d'eau.

Enfin, on doit reconnaître que l'on a commis une erreur dans la transformation du torpilleur 103 (sans redressement de formes), en plaçant le water-ballast sous la chaudière; il eût fallu le disposer à l'Æ.

La disposition des œuvres mortes des torpilleurs type Balny n'est pas, sans doute, la seule cause de leur supériorité sur les torpilleurs de 35^{m}.

Si l'on jette les yeux sur le transversal de ces deux types de bâtiments, on constate combien les œuvres vives des 35^{m} sont plus rondes que celles du Balny. Il n'y a pour ainsi dire pas, pour les 35^{m}, de plan de symétrie. C'est à ces formes qu'ils doivent, sans doute, la facilité avec laquelle ils embardent dans certaines circonstances, et leur propriété bizarre de naviguer sur le flanc pendant un temps très appréciable, sans pour cela être engagés. Les officiers qui commandaient ces petits bâtiments, d'abord surpris de ce défaut, s'y étaient habitués et n'y attachaient plus d'importance. Cependant, dans une pareille situation, la réserve de stabilité est notablement diminuée, et il pourrait suffire d'une rafale ou d'un choc de la mer pour amener un chavirement.

([1]) Cette étude a été écrite à la fin de l'année 1889.

Récemment, on a pu constater, en remorquant le torpilleur 103 sur de la houle, que, malgré le gain de stabilité qu'il a acquis grâce au water-ballast, il n'était pas à l'abri de ce défaut; à deux reprises différentes, on l'a vu naviguer sur le flanc. Nous ne serions pas très surpris s'il en était de même sur les torpilleurs de 35^{m} modifiés par le redressement des formes.

De pareils incidents ne se sont jamais présentés sur les torpilleurs type Balny, sans doute à cause de leur forme et de la présence du gouvernail *N* qui plonge profondément dans l'eau.

D'autre part, les formes rondes des 35^{m} offrent une résistance au roulis beaucoup plus faible que les formes des Balny. Des expériences très intéressantes, relatives à la résistance au roulis, ont été faites en 1888 dans la marine danoise. On en trouvera un compte rendu, par M. le lieutenant de vaisseau Hovgard, dans l'*Engineering* du mois de juin 1889.

Ces expériences furent exécutées sur deux torpilleurs identiques, le *Narhvalen* et le *Havhesten*, construits chez Thornychroft, et semblables, sans doute, au *Coureur*. Le *Havhesten* fut muni d'une quille verticale en tôle d'environ 5^{m2},60 de surface, ayant la forme d'une nageoire de poisson et placée sur l'*N* de façon à diminuer aussi peu que possible le pouvoir giratoire. On constata d'abord qu'à de grandes vitesses, 22^{n} à 24^{n}, la quille supplémentaire ne réduisait pas beaucoup la vitesse; son effet est inappréciable à petite vitesse.

Dans les essais de roulis en eau calme, on vérifia que la période du *Narhvalen* était plus courte que celle du *Havhesten* et que, tandis que, sur le *Narhvalen*, 36 hommes permettaient d'atteindre un roulis maximum de 18°,5, ils ne pouvaient faire incliner le *Havhesten* de plus de 11°,5.

Des sorties par mauvais temps furent ensuite exécutées, de façon à comparer les bateaux par différentes mers et à diverses allures. Dans le Storebelt, avec une houle courte, et dans la Baltique, avec une houle longue, mer debout, à 4 quarts sur l'*N* du travers, et par le travers, le *Havhesten* manifesta une supériorité incontestable sur le *Narhvalen* pour la douceur de son roulis; dans un seul cas, avec la mer à 4 quarts sur l'*R* du travers et une houle longue, il se montra inférieur.

Les roulis moyens observés en croisière sont les suivants :

	Mer debout.	A 4 quarts de l'*N*.	Par le travers.	A 4 quarts de l'*R*.
Havhesten	1	1	1	1
Narhvalen.....	1,59	1,35	1,17	0,94

Le lieutenant Hovgard, en terminant le compte rendu de ses essais, fait allusion aux accidents survenus aux torpilleurs français de 35^{m} et émet l'avis qu'on les améliorerait en augmentant artificiellement la résistance au roulis par l'emploi d'une quille centrale. Nous croyons qu'il y aurait lieu, dans une certaine mesure, de se rallier à cette opinion; il serait aisé d'établir une tôle

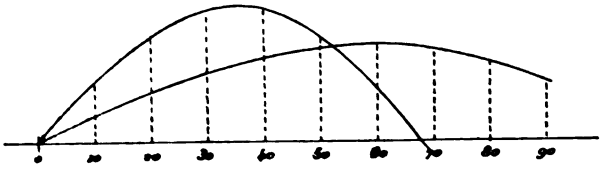
triangulaire reliant la crosse à la quille; il est à espérer que cette quille empêcherait les torpilleurs de naviguer sur le flanc et diminuerait leurs embardées. Elle serait de plus d'un emploi utile pour le franchissement des estacades.

Conclusion. — Nous conclurons d'abord que les torpilleurs dont nous avons étudié la stabilité, et sans doute les torpilleurs en général, ne peuvent pas être considérés comme en sécurité absolue par tous les temps; c'est peut-être un fait que l'on a trop perdu de vue en les assimilant à des grands bâtiments et non, comme il serait juste, à des embarcations. La navigation devrait leur être interdite par mauvais temps; dès que la mer devient mauvaise, le torpilleur doit relâcher ou prendre la cape.

Nous croyons aussi que cette étude permet de fixer quelques règles simples pour la construction des torpilleurs à venir. M. Normand, à la suite des premières navigations des torpilleurs type 60, a modifié son type et a créé le type 65 et le type Balny, dans lequel il a exagéré la rentrée des formes de façon à adoucir les mouvements de rappel. On a suivi et poussé à l'excès le même errement pour les torpilleurs de 35^{m}. Maintenant, une réaction exagérée se produit; on abandonne complètement la rentrée et on adopte les formes droites; peut-être proposera-t-on bientôt les formes évasées, afin d'accroître la sécurité. Dans leur traversée récente de Cherbourg à Toulon les torpilleurs 126-127 ont, comme on devait s'y attendre, éprouvé des roulis très durs; il en sera sans doute de même pour les torpilleurs de 35^{m} modifiés suivant les plans de M. Lagane. Les torpilleurs Schichau, dont les formes sont évasées au-dessus de la flottaison, ont la réputation d'être très fatigants à la mer.

Nous pensons qu'il serait cependant aisé de concilier la sécurité et la douceur; pour cela il suffit de tracer le bâtiment de telle sorte que les bras de levier de rappel soient faibles aux petites inclinaisons, mais gardent une valeur notable aux grands angles, c'est-à-dire que la courbe de stabilité soit non

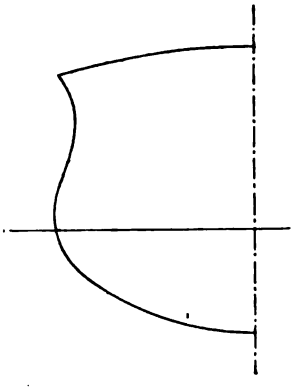
Fig. 6.



pas haute, mais aplatie; la valeur du $\rho - a$ initial devrait être aussi petite que possible. On obtiendrait ce résultat au prix, il est vrai, d'une légère augmentation de poids de coque en donnant aux œuvres mortes une rentrée très accentuée, puis du devers à partir de 20^{cm} ou 30^{cm} au-dessus de la flottaison. De la sorte les rappels seraient très doux aux petits angles et ne prendraient de la valeur que quand l'inclinaison serait notable.

Nous avons vérifié ces résultats en calculant les pantocarènes et traçant les courbes des bras de levier de redressement de quatre flotteurs cylindriques, de 35m de long, et ayant l'un la forme du maître couple des torpilleurs de 35m, le deuxième celui des torpilleurs modifiés par M. Lagane, le troisième avec

Fig. 7.



des formes très évasées, le quatrième avec du devers à partir d'une certaine hauteur. Les rappels, dans le troisième cas, seraient sans doute très violents et rendraient le bâtiment inhabitable; le deuxième cas donne une courbe plus haute, mais moins longue que le quatrième cas.

Avec les formes évasées des hauts, la stabilité sur la houle ne diminuerait pas aussi rapidement qu'elle le fait avec des formes rentrantes. Sur la houle, les ordonnées correspondant aux crêtes seront allongées, tandis que celles correspondant aux creux seront diminuées; il y aura à peu près compensation et le moment d'inertie des flottaisons houleuses variera dans des limites peu étendues. Les courbes de stabilité très différentes que l'on obtient en faisant varier le tracé des œuvres mortes montrent que, dans un projet de torpilleur, on peut se donner, *a priori,* la courbe de stabilité et en déduire la forme des œuvres mortes.

On devrait, en outre, tracer les œuvres mortes de telle façon que la courbe des aires soit symétrique par rapport au plan transversal milieu; il y aurait même tout avantage à ce que cette symétrie existât, non seulement pour la courbe des aires, mais aussi pour les formes elles-mêmes, afin qu'un effort de soulèvement dû à une lame venant de l'Æ soit contre-balancé par une résistance à l'enfoncement de l'*N*. Les formes de l'*N* et de l'Æ seraient fortement déversées.

Exposé des calculs.

Le bateau est supposé placé sur la houle de telle sorte que le volume immergé soit égal au déplacement en eau calme. Il n'y a aucune vitesse relative,

Le Tableau récapitulatif donne les moments de redressement trouvés pour tous les cas considérés.

Comme on a l'habitude de comparer, non les moments de redressement, mais les valeurs de $\rho - a$, on pourra diviser le chiffre obtenu par P et le quotient donnera un chiffre nouveau de comparaison.

Nous avons cherché, en poussant plus loin cette étude, à déterminer l'angle de chavirement dans chaque cas.

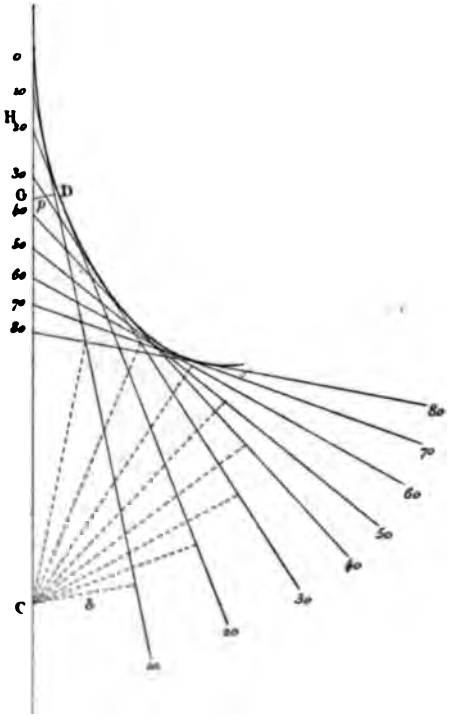
Pour cela nous avons fait une hypothèse qui, tout au moins pour les faibles inclinaisons, ne s'écarte que très peu de la vérité.

A chaque inclinaison θ du bateau, correspond un bras de levier de redressement GD dont la valeur est

$$(C_0H - C_0G)\sin\theta.$$

C_0H est la hauteur métacentrique correspondant à l'angle θ.

Fig. 10.

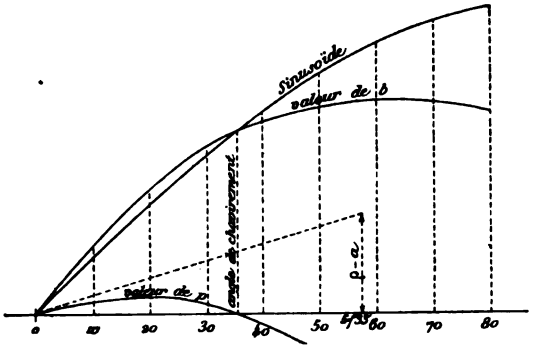


Nous avons supposé que dans le cas du bateau sur la houle la hauteur métacentrique correspondant à l'angle θ était proportionnelle à la hauteur métacentrique dans le cas de la flottaison droite, et dans le même rapport que les rayons métacentriques, autrement dit, que

$$\frac{h\sin\theta\,(\text{flottaison houleuse})}{h\sin\theta\,(\text{flottaison droite})} = \frac{I\,(\text{flottaison houleuse})}{I\,(\text{flottaison droite})}.$$

Cette hypothèse a permis de tracer la courbe des valeurs de $C_0H \sin\theta$; en traçant la sinusoïde de $C_0G \sin\theta$, on obtient par le point de rencontre des deux courbes l'angle de chavirement du bateau.

Fig. 11.



Cette méthode simple est évidemment sujette à discussion, mais elle peut donner sur l'angle de chavirement une idée très voisine de la vérité.

Nous avons tracé pour chaque cas, avec les calculs à l'appui, la courbe des bras de levier de redressement; l'aire de cette courbe a été mesurée : multipliée par le déplacement, elle donne la réserve totale de stabilité et permet des comparaisons intéressantes.

DES

PROPORTIONS A DONNER AU RIVETAGE D'UN JOINT

D'ÉGALE RÉSISTANCE

DANS LE CAS OU TOUS LES RIVETS DU JOINT ONT LE MÊME DIAMÈTRE,

PAR M. G. AUROUS,
Ingénieur des Constructions navales.

Considérons un joint d'égale résistance à n rangs de rivets et à simple couvre-joint.

Nous appellerons *première file* celle qui est la plus rapprochée de l'écart.

Soient d le diamètre des trous percés dans les tôles, trous que nous supposerons sans fraisure; $a_1 d$, $a_2 d$, ..., $a_n d$ les espacements d'axe en axe des rivets sur chaque file.

Il est facile de démontrer que, si le joint est d'égale résistance, on a

$$a_m = a_1^m.$$

Nous allons, pour cela, montrer d'abord que cette relation est exacte dans le cas d'un rivetage à deux rangs de rivets; nous démontrerons ensuite que, si cette formule est vraie dans le cas d'un rivetage à n rangs de rivets, elle le sera également dans le cas d'un rivetage à $n + 1$ rangs. Étant applicable à un joint à deux rangs, elle le sera dès lors à un joint à trois rangs, puis à quatre rangs, etc.

Nous admettrons, dans ce qui va suivre, que les résistances par millimètre carré de la tôle à la traction et du rivet au cisaillement sont égales. En réalité, la seconde est inférieure à la première; mais il y a lieu de considérer que, pour cisailler les rivets d'un joint bien exécuté, il faut vaincre également le frottement des tôles sur leur couvre-joint résultant d'un bon accostage. Aussi, pensons-nous qu'on peut, en pratique, supposer égales les deux résistances.

Prenons le cas d'un joint à deux rangs de rivets. Soit e l'épaisseur commune des tôles reliées par le couvre-joint. Considérons, pour l'unité de largeur du joint, les modes principaux de rupture.

Le joint peut casser :

	Sections de rupture.
1° Par la rupture de la tôle suivant la file 2.	$\left(1-\frac{d}{a_2 d}\right)e$;
2° Par le cisaillement de tous les rivets....	$\left(\frac{1}{a_1 d}+\frac{1}{a_2 d}\right)\frac{\pi d^2}{4}$;
3° Par le cisaillement des rivets de la file 2 et la rupture de la tôle suivant la file 1.	$\frac{1}{a_2 d}\frac{\pi d^2}{4}+\left(1-\frac{d}{a_1 d}\right)e$.

Égalons entre elles ces diverses sections, il vient

$$\left(1-\frac{1}{a_2}\right)e=\left(\frac{1}{a_1}+\frac{1}{a_2}\right)\frac{\pi d}{4},$$

$$\left(\frac{1}{a_1}+\frac{1}{a_2}\right)\frac{\pi d}{4}=\frac{1}{a_2}\frac{\pi d}{4}+\left(1-\frac{1}{a_1}\right)e,$$

équations qui peuvent s'écrire

$$\frac{\pi d}{4e}=\frac{(a_2-1)a_1}{a_1+a_2},$$

$$\frac{\pi d}{4e}=a_1-1.$$

Égalons ces deux valeurs de $\frac{\pi d}{4e}$, on a

$$(a_2-1)a_1=(a_1-1)(a_1+a_2),$$

$$a_2a_1-a_1=a_1^2+a_2a_1-a_1-a_2,$$

c'est-à-dire

$$a_2=a_1^2.$$

La formule $a_m=a_1^m$ s'applique donc bien au cas d'un joint à deux rangs de rivets.

Je dis maintenant que, si elle est exacte dans le cas d'un joint à n rangs, elle le sera également dans le cas d'un joint à $n+1$ rangs. Si nous considérons pour ce dernier joint les divers modes de rupture comprenant, en premier lieu, le cisaillement des rivets de la file $n+1$, nous nous trouvons ramenés au cas d'un joint à n rangs de rivets et nous avons, par suite, puisque la relation est exacte dans ce cas,

$$a_n=a_1^n,\qquad a_{n-1}=a_1^{n-1},\qquad \ldots,\qquad a_2=a_1^2.$$

Écrivons maintenant que la section de la tôle, suivant la file $n+1$, est égale à la section de tous les rivets, on aura

$$\left(1-\frac{1}{a_{n+1}}\right)e=\left(\frac{1}{a_1}+\frac{1}{a_1^2}+\ldots+\frac{1}{a_1^n}\right)\frac{\pi d}{4}+\frac{1}{a_{n+1}}\times\frac{\pi d}{4}.$$

Nous obtiendrons une deuxième équation en supposant que les rivets de toutes les files, à l'exception de la file 1, soient cisaillés, et en écrivant que les deux modes d'achèvement de rupture sont égaux, c'est-à-dire que la section

de la tôle suivant la file 1 est égale à la section des rivets de cette file, d'où

$$(a_1 - 1)e = \frac{\pi d}{4}.$$

Remplaçons, dans la première équation, $\frac{\pi d}{4}$ par $(a_1 - 1)e$, il vient

$$1 - \frac{1}{a_{n+1}} = 1 + \frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_1^2} + \ldots + \frac{1}{a_1^{n-1}} + \frac{a_1}{a_{n+1}} - \left(\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_1^2} + \ldots + \frac{1}{a_1^n}\right) - \frac{1}{a_{n+1}},$$

d'où

$$\frac{a_1}{a_{n+1}} = \frac{1}{a_1^n}$$

et, par suite,

$$a_{n+1} = a_1^{n+1}.$$

Nous avons donc bien, pour tout joint d'égale résistance à simple couvre-joint, la relation

$$\text{(I)} \qquad a_m = a_1^m.$$

Il est bien évident que cette relation subsistera dans le cas d'un double couvre-joint, puisque, pour passer du cas d'un simple couvre-joint au cas d'un double, il suffit d'affecter du facteur constant 2, dans les équations, tous les termes contenant $\frac{\pi d}{4}$, ce qui ne change évidemment pas l'équation finale.

D'une manière générale, du reste, la relation subsiste quand on affecte les termes contenant $\frac{\pi d}{4}$ d'un facteur constant k. Cette remarque aura son application un peu plus loin.

La relation $a_m = a_1^m$ ne suffit évidemment pas pour caractériser un joint d'égale résistance. Il est nécessaire de lui adjoindre deux autres équations : l'une donnant la valeur de a_1, l'autre permettant de déterminer l'épaisseur E du couvre-joint.

La valeur de a est donnée, dans le cas du couvre-joint simple, par la formule

$$\text{(II)} \qquad a_1 = 1 + \frac{\pi}{4}\frac{d}{e}.$$

Pour déterminer l'épaisseur E du couvre-joint, il suffira d'écrire que la résistance de ce couvre-joint suivant la file 1 est égale à la résistance de la tôle suivant la $m^{\text{ième}}$ file, ce qui donnera

$$\left(1 - \frac{1}{a_1}\right)\mathrm{E} = \left(1 - \frac{1}{a_1^m}\right)e,$$

d'où

$$\text{(III)} \qquad \frac{\mathrm{E}}{e} = \frac{a_1^m - 1}{a_1 - 1}\,\frac{1}{a_1^{m-1}}.$$

Dans le cas d'un couvre-joint double, on aurait, pour caractériser le joint

d'égale résistance, les formules

(1 *bis*) $$a_m = a_1^m,$$

(2 *bis*) $$a_1 = 1 + \frac{\pi}{2}\frac{d}{e},$$

(3 *bis*) $$\frac{E}{e} = \frac{1}{2}\frac{a_1^m - 1}{a_1 - 1}\frac{1}{a_1^{m-1}}.$$

Nous allons étudier avec quelques détails le cas du couvre-joint simple, qui est le seul applicable au rivetage des abouts d'un bordé de carène.

Il est évident que, dans tout rivetage, on doit chercher à diminuer, autant que possible, le nombre de trous à percer, de rivets à mettre en place, tout en conservant au rivetage une résistance suffisante. Or le nombre des rivets d'un joint à n rangs de rivets est, à un facteur constant près, égal à $\left(\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_1^2} + \ldots + \frac{1}{a_1^n}\right)\frac{1}{d}$. En vertu de l'équation (II), a_1 varie dans le même sens que d; il en est de même de la résistance relative du joint, représentée par l'expression $1 - \frac{1}{a_1^n}$. Nous voyons donc que nous avons tout intérêt, et au point de vue de la résistance du joint et au point de vue de la diminution du nombre de rivets, à donner à a_1 une valeur aussi grande qu'il sera possible de le faire.

Malheureusement, on est vite limité dans l'augmentation possible de a_1, par l'accroissement correspondant de d résultant de l'équation (II). Ce fait est rendu évident par le Tableau suivant, qui indique quelles sont, pour les diverses valeurs de e, les valeurs de d correspondantes, quand on donne à a_1 les valeurs 2,5 et 3. Nous avons, à titre de comparaison, fait figurer dans ce Tableau les valeurs de d inscrites dans le *Manuel* de M. Godron pour le rivetage en fer des tôles de fer et des tôles d'acier.

	Valeurs de d pour		Valeurs de d du *Manuel* :	
Valeurs de e.	$a_1 = 2,5$.	$a_1 = 3$.	Tôles de fer.	Tôles d'acier.
4	7,4	10	10	10
6	11,4	15	12	14
8	15,2	20	14	18
10	19,0	25	16	20
12	22,8	30	18	22
14	26,6	35	20	24
16	30,4	40	22	26
18	34,2	45	24	28
20	37,0	50	24	28

Ce Tableau montre que, si l'on veut établir un joint d'égale résistance à simple couvre-joint, on est conduit, dès que l'épaisseur de tôle devient un

peu considérable, soit à donner aux diamètres des rivets des valeurs inaccoutumées, soit à adopter pour la première file des écartements trop faibles.

On peut arriver à diminuer les diamètres des rivets et à leur donner, dans tous les cas, des écartements qui nous semblent parfaitement admissibles, en ne s'imposant plus la condition que le joint soit d'égale résistance, et en se donnant simplement une résistance relative minima.

Le chiffre de 0,80 nous paraît pouvoir être choisi dans tous les cas comme valeur de cette résistance : c'est celui que l'on impose souvent dans les marchés de la Marine pour le rivetage des joints longitudinaux des chaudières. Nous n'avons du reste aucun intérêt à assigner à cette résistance une valeur moindre qui n'aurait d'autre résultat que de nous conduire, pour un nombre de files déterminé, à un plus grand nombre de rivets.

Nous avons fait remarquer que l'on peut affecter tous les termes contenant $\frac{\pi d}{4}$ d'un facteur constant k, sans que la propriété $a_m = a_1^m$ cesse d'être exacte. La valeur de d sera alors donnée par la formule

$$a_1 = 1 + k\frac{\pi}{4}\frac{d}{e}.$$

Supposons $k > 1$. La valeur de d, tirée de la formule ci-dessus, sera trop faible pour que le joint soit d'égale résistance : le mode de rupture le moins résistant du joint sera évidemment celui comprenant le cisaillement de tous les rivets, puisqu'il faudra multiplier la section de tous ces rivets par k pour avoir la même résistance que la tôle suivant la $n^{\text{ième}}$ file. Cette dernière résistance étant représentée par l'expression $\left(1 - \frac{1}{a_1^n}\right)$, si nous donnons à k une valeur telle que l'on ait

$$1 - \frac{1}{a_1^n} = k \times 0{,}80,$$

les valeurs de d auxquelles nous serons conduits correspondront à une résistance minimum du joint égale à 0,80.

C'est en partant de cette remarque qu'a été établi le Tableau suivant qui indique, pour diverses épaisseurs de tôle, les proportions à donner au rivetage d'un joint à simple couvre-joint. Il montre que l'on peut réaliser une résistance de 0,80 avec 2 rangs de rivets seulement, lorsque l'épaisseur de la tôle est inférieure à 18^{mm}.

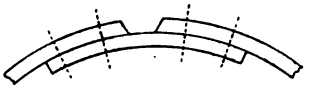
Si nous supposons que les trous de rivets soient fraisés avec la pente habituelle de $\frac{1}{4}$, et sur une hauteur égale au tiers du diamètre du trou (chiffre largement suffisant, puisque, théoriquement, il suffit que cette hauteur soit égale au quart du diamètre), il est facile de voir qu'en se conformant au Tableau ci-après les modes de rupture comprenant des sections de tôle auront une résistance supérieure à 0,80.

Tableau des proportions à donner au rivetage d'un joint dans le cas d'une résistance relative minimum égale à 0,80.

Valeur de c.	Valeur de a_1.	Valeur théorique de d.	Diamètre du trou à percer.	Diamètre du rivet.	Nombre de rivets pour 1m de longueur. 1re file. $\frac{1000}{a_1 d}$.	2e file. $\frac{1000}{a_1^2 d}$.	3e file. $\frac{1000}{a_1^3 d}$.	Hauteur de la fraisure.	Épaisseur du couvre-joint E.
4	3,6	11,5	11,5	11	24	7	Rivetage à 2 rangs.	3,5	5
6	2,95	13,3	13,5	13	26	9		4,5	7,5
8	2,95	17,8	18	17	19	6		6	10
10	2,9	21,9	22	21	16	5		7,5	13
12	2,7	23,8	24	23	16	6		8	16
14	2,5	25,4	26	25	16	6		9	19
16	2,4	27,5	28	27	15	6		10	22
18	2,5	29,3	30	29	14	5	2	10	24
20	2,35	29,8	30	29	14	6	3	10	28

Les écartements des rivets sur la 2e ou la 3e file sont évidemment trop grands pour qu'on puisse songer à faire un matage du couvre-joint. L'étanchéité doit simplement être obtenue par la première file. Dans le cas d'un bordé de carène, les joints d'abouts devront être soigneusement accostés, comme on a l'habitude de le faire dans les constructions des bâtiments de l'État. Le matage de la ligne de jonction suffira alors pour assurer l'étanchéité.

Dans le cas d'une chaudière, ce simple matage ne saurait suffire dès que la pression atteint une certaine valeur. Pour remédier à cet état de choses, on peut, dans le cas d'un couvre-joint simple, employer la disposition suivante. Le couvre-joint sera mis à l'intérieur et, au lieu de faire accoster les bords des tôles à réunir, on laissera entre eux environ 1cm. On pourra alors chanfreiner et mater soigneusement ces bords.



Mais il vaudra mieux, dans la plupart des cas, employer un couvre-joint double, dans lequel on ne donnera au couvre-joint extérieur que la largeur d'un couvre-joint à un seul rang de rivets. On pourra alors assurer la parfaite étanchéité par le matage de ce dernier couvre-joint. Il est facile de voir que, pour que, dans ce cas, le joint soit d'égale résistance, il faudra que l'on ait

$$a_2 = a_1 \frac{a_1 + 1}{2}, \qquad a_1 = 1 + \frac{\pi}{2}\frac{d}{e},$$

$$\frac{E}{e} = \frac{1}{2}\,\frac{1 - \frac{1}{a_2}}{1 - \frac{1}{a_1}} = \frac{a_2 - 1}{a_1^2 - 1}.$$

Le Tableau suivant indique les résistances d'un joint ainsi constitué à 2 rangs de rivets quand l'on prend, comme diamètres de rivets, les valeurs moyennes du *Manuel* de M. Godron dans le cas des tôles de fer.

On pourrait, du reste, arriver à des résistances plus grandes en donnant aux diamètres des rivets et, par suite, à a_1 et à a_2 des valeurs plus grandes.

Valeur de e.	Diamètre du trou à percer dans les tôles d.	Résistance du joint.	Nombre de rivets pour 1m de longueur.		Épaisseur de chaque couvre-joint E.
			1re file.	2e file.	
4	10	0,93	20	7	3
6	12	0,91	20	8	4
8	14	0,89	19	8	5
10	16	0,87	18	8	7
12	18	0,86	16	8	8
14	20	0,85	15	7	9
16	22	0,85	14	7	10
18	24	0,84	13	9	12
20	24	0,83	13	7	13

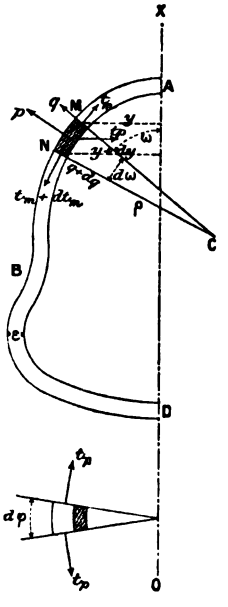
ÉQUATIONS D'ÉQUILIBRE D'UNE MEMBRANE DE RÉVOLUTION

SOUMISE A UNE PRESSION INTÉRIEURE p,

PAR M. ALHEILIG,
Ingénieur des Constructions navales.

1. *Cas où la surface rencontre l'axe de révolution.* — Soient (*fig.* 1) OX l'axe de révolution, et ABD la demi-section méridienne *après déformation.* Supposons l'épaisseur ε constante et assez petite pour que les charges puissent être considérées comme uniformément réparties dans cette épaisseur.

Fig. 1.



Considérons d'abord un élément MN de la surface, dont la *concavité* soit tournée vers l'axe de révolution, et qui soit déterminé par l'angle $d\omega$ des normales consécutives du méridien et par l'angle $d\varphi$ de deux plans méridiens infiniment voisins.

Appelons

p la pression normale par unité de surface;
y et $y + dy$ les distances de M et N à l'axe de révolution;
ρ le rayon de courbure de l'élément MN;
t_m et $t_m + dt_m$ *les tensions* suivant le méridien;
t_p et t_p *les tensions* suivant le parallèle;
q et $q + dq$ les efforts tranchants en M et N.

Écrivons les trois équations d'équilibre de l'élément considéré :

1° *Équation des moments par rapport au centre de gravité g de l'élément*

$$\varepsilon y\, d\varphi\, q \frac{\rho\, d\omega}{2} + \varepsilon(y + dy)\, d\varphi\, (q + dq) \frac{\rho\, d\omega}{2} = 0,$$

ce qui donne de suite

$$(1) \qquad q = 0.$$

2° *Projection des forces sur la tangente à l'élément*

$$\varepsilon y\, d\varphi\, t_m - \varepsilon(y + dy)\, d\varphi\, (t_m + dt_m) + \varepsilon\rho\, d\omega\, t_p\, d\varphi \cos\omega = 0$$

ou

$$(2) \qquad d(y t_m) - \rho t_p \cos\omega\, d\omega = 0.$$

3° *Projection des forces sur l'axe de révolution*

$$\rho\, d\omega y\, d\varphi p \cos\omega + \varepsilon y\, d\varphi + t_m \sin\omega - \varepsilon(y + dy)\, d\varphi\, (t_m + dt_m) \sin(\omega + d\omega) = 0$$

ou

$$(3) \qquad p\rho y \cos\omega\, d\omega - \varepsilon\, d(y t_m \sin\omega) = 0.$$

En remarquant que $\rho d\omega \cos\omega = dy$ et en remplaçant cette quantité par sa valeur dans l'équation (3), il vient

$$(4) \qquad p y\, dy - \varepsilon d(y t_m \sin\omega) = 0,$$

équation dont l'intégrale s'écrit immédiatement, en désignant par c une constante,

$$y t_m \sin\omega = \frac{p}{2\varepsilon}(y^2 + c)$$

ou

$$(A) \qquad t_m = \frac{p}{2\varepsilon \sin\omega}\left(y + \frac{c}{y}\right).$$

L'équation (3) peut s'écrire, en développant $d(y t_m \sin\omega)$,

$$p\rho y \cos\omega\, d\omega - \varepsilon d(y t_m) \sin\omega - \varepsilon y t_m \cos\omega\, d\omega = 0.$$

Remplaçons dans cette dernière équation $d(y t_m)$ par sa valeur tirée de

l'équation (2), il vient

$$p\rho y \cos\omega\, d\omega - \varepsilon\rho \sin\omega \cos\omega\, t_p\, d\omega - \varepsilon y\, t_m \cos\omega\, d\omega = 0$$

ou

$$(5) \qquad \frac{t_m}{\rho} + \frac{t_p \sin\omega}{y} = \frac{p}{\varepsilon}.$$

Remplaçons dans (5) t_m par sa valeur tirée de (A), nous obtiendrons

$$(B) \qquad t_p = \frac{py}{\varepsilon \sin\omega}\left[1 - \frac{y + \frac{c}{y}}{2\rho \sin\omega}\right].$$

Les équations (A) et (B) déterminent d'une manière générale les valeurs de la tension suivant le méridien et suivant le parallèle dans une membrane de révolution dont tous les éléments de la section méridienne ont leur concavité tournée vers l'axe de révolution, comme la sphère, l'ellipsoïde, l'ovoïde.

Il est facile de voir que, dans ce cas, la valeur de la constante c est nulle. En effet, pour $y = 0$, la valeur de t_m doit rester finie : il faut donc que l'on ait $c = 0$, et les équations (A) et (B) s'écrivent alors sous la forme plus simple

$$(A') \qquad t_m = \frac{py}{2\varepsilon \sin\omega},$$

$$(B') \qquad t_p = \frac{py}{\varepsilon \sin\omega}\left[1 - \frac{y}{2\rho \sin\omega}\right].$$

Il faut également que, pour $y = 0$ et $\omega = 0$ ou $180°$, les valeurs de t_m et t_p soient égales. C'est ce qui a lieu, en effet, puisque la limite du rapport $\frac{y}{\sin\omega}$ tend alors vers $\frac{dy}{d\omega} = \rho_0$ ou ρ_1, en désignant par ρ_0 et ρ_1 le rayon de courbure de la ligne méridienne aux points où elle rencontre l'axe. On a donc en ces points

$$\text{Pour } \omega = 0 \ldots\ldots\ldots \quad t_{m_0} = t_{p_0} = \frac{p\rho_0}{2\varepsilon},$$

$$\text{Pour } \omega = 180° \ldots\ldots\ldots \quad t_{m_1} = t_{p_1} = \frac{p\rho_1}{2\varepsilon}.$$

Il est facile de voir que les équations précédentes s'appliquent intégralement au cas où l'élément considéré a sa *convexité* tournée vers l'axe de révolution. En effet, dans les équations (2) et (3), ρ et $d\omega$ changent de signe en même temps; par conséquent, ces équations ne sont aucunement modifiées dans le cas où, en se déplaçant sur la section méridienne dans un certain sens, on passe par un point d'inflexion.

Les équations (A') et (B') sont donc absolument générales, à la condition de donner à ρ le signe + quand on se trouvera dans une région dont la concavité est tournée vers l'axe, et le signe — dans le cas contraire.

On peut, d'ailleurs, obtenir directement l'équation (A') dans tous les cas. Coupons (*fig.* 2) la surface, suivant un parallèle mm_1, par le cône d'angle ω;

nous aurons de suite, en appelant y le rayon de la section,

$$\pi y^2 p = 2\pi y \varepsilon t_m \sin\omega,$$

d'où

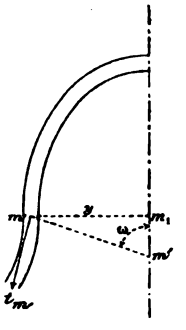
$$t_m = \frac{py}{2\varepsilon \sin\omega}.$$

On voit également qu'aux points d'inflexion, la valeur de ρ étant infinie, la valeur de t_p est donnée par

$$t_p = \frac{py}{\varepsilon \sin\omega},$$

c'est-à-dire qu'elle est double de la tension méridienne en ces points.

Fig. 2.



Il y a lieu de remarquer que si, dans une partie dont la convexité est tournée vers l'axe des x, la valeur de ω diminue jusqu'à devenir nulle, les charges t_m et t_p augmentent jusqu'à devenir infinies.

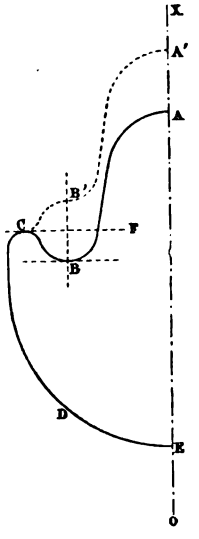
Ce résultat semble montrer que la membrane ne pourra pas rester en équilibre sous cette forme.

On peut s'en rendre compte de la façon suivante :

Supposons que le profil de la section méridienne soit tel que ABCDE (*fig.* 3), avec deux tangentes horizontales en B et C. Construisons la courbe CB′ symétrique de CB par rapport à l'horizontale CF, puis remontons toute la partie de la courbe BA, de façon à amener le point B en B′. Nous voyons que la longueur totale de la courbe méridienne est restée la même, et que les différents parallèles n'ont pas changé non plus de longueur; seule, l'orientation des éléments de la courbe méridienne dans la partie CB a changé quand elle s'est transformée en CB′. Or la supposition faite en commençant, que les forces sont uniformément réparties dans l'épaisseur de la matière, nous force à admettre qu'il n'y a pas de moment de flexion dans une section quelconque, et que les éléments sont en équilibre sous la seule influence des tensions qui se produisent dans les différents sens. Il en résulte que la surface ne saurait demeurer en équilibre sous la forme ABCD, mais qu'elle cherchera à prendre tout d'abord la forme A′B′CD. Cette seconde forme ne sera, d'ailleurs, pas non plus une forme définitive d'équilibre, puisqu'aux points B′ et C les valeurs de t_m et t_p deviendraient infinies. Il se produira donc, en ces

points, des tensions plus grandes qu'en tous les autres, tensions produisant des allongements qui permettront à la surface de prendre une nouvelle forme, dans laquelle ω aura une valeur différente de zéro en tous les points de la section méridienne. La limite des déformations sera atteinte quand l'angle ω

Fig. 3.



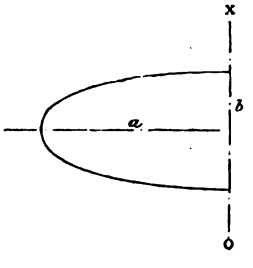
aura une valeur suffisante pour que les charges calculées t_m et t_p soient compatibles avec les réactions élastiques de la matière aux points considérés.

L'équation (B') nous montre également que si, en un point de la surface où la concavité est tournée vers l'axe de révolution, on a

$$1 - \frac{y}{2\rho \sin\omega} < 0,$$

il se produit des compressions suivant le parallèle dans les régions considé-

Fig. 4.



rées. Ce fait aurait lieu dans un ellipsoïde suffisamment aplati. Il serait facile de voir qu'en désignant (*fig.* 4) par $2b$ l'axe de révolution de l'ellipsoïde, par $2a$ l'axe perpendiculaire, la valeur de t_p deviendra négative, sur une longueur

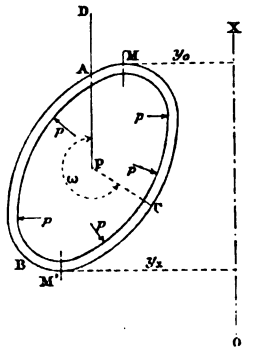
plus ou moins grande, à partir de l'équateur quand le rapport $\frac{a^2}{b^2}$ sera > 2. Pour $\frac{a^2}{b^2} = 2$, la tension suivant l'équateur sera nulle.

Cette considération est assez importante, car les surfaces dont nous nous occupons sont *nécessairement minces* et, par suite, ne peuvent résister qu'imparfaitement à la compression; chaque fois donc qu'elles seront soumises à des efforts de cette nature, elles auront des tendances à se plisser, d'autant plus que les efforts de traction suivant le méridien se combineront avec les compressions suivant le parallèle pour accentuer cet effet de *plissement*.

Il faudra donc éviter, dans les constructions, les formes qui donneraient lieu à des efforts de cette nature, parce qu'il pourra s'y produire des déformations dangereuses.

2. *Cas où la surface ne rencontre pas l'axe de révolution.* — Soit (*fig.* 5) ABC la section méridienne de la membrane considérée à l'intérieur de laquelle s'exerce la pression p. Les équations (2) et (3) précédemment établies s'appliquent encore intégralement à ce cas, moyennant la convention suivante

Fig. 5.



sur la manière de compter l'angle ω. Soit P le centre de courbure au point C de la section méridienne; par ce point, menons une parallèle PD à l'axe de révolution dans le sens considéré comme sens positif.

L'angle ω sera compté à partir de cette droite et en sens inverse des aiguilles d'une montre jusqu'à la direction de la normale au point C considéré.

Il résulte de ce que nous venons de dire que les équations (A) et (B) donnent encore, dans ce cas, les valeurs de la tension suivant le méridien ou le parallèle de la surface considérée. Ces équations sont donc *absolument générales* et applicables à toutes les membranes de révolution arrivées à *l'état d'équilibre après déformation.*

Il est absolument nécessaire de supposer que la membrane est arrivée à un état d'équilibre stable. Nous allons, en effet, montrer que, comme pour les surfaces rencontrant l'axe, l'emploi des équations générales introduit, *a priori,*

dans la forme des surfaces de révolution qui ne rencontrent pas cet axe, des restrictions qui ne permettent pas de prendre pour section méridienne tel contour que l'on veut, comme on semblerait en droit de le faire.

Considérons, en effet, le point M de la section méridienne pour lequel $\omega = 0$. En ce point, la valeur de t_m ne doit pas être infinie, ce qui entraîne la condition, en désignant par y_0 l'ordonnée du point M,

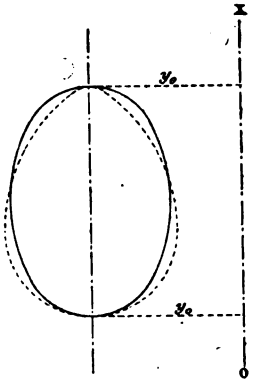
$$(\alpha) \qquad y_0 + \frac{c}{y_0} = 0 \quad \text{ou} \quad c = -y_0^2;$$

mais, si nous considérons le point M′ pour lequel $\omega = 180^\circ$ et dont l'ordonnée sera représentée par y_1, la valeur de t_m ne saurait non plus être infinie en ce point, ce qui entraîne

$$(\beta) \qquad y_1 + \frac{c}{y_1} = 0 \quad \text{ou} \quad c = -y_1^2.$$

Les équations (α) et (β) sont incompatibles, elles ne peuvent subsister que si $y_0 = y_1$, c'est-à-dire si la section méridienne est telle (*fig.* 6) que les parallèles supérieur et inférieur aient le même rayon.

Fig. 6.



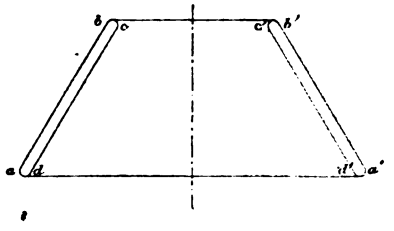
Dans le cas contraire, la surface se déformera pour chercher à satisfaire à cette condition.

Pour vérifier cette conclusion dans la limite de nos moyens, nous avons fait construire en papier mince la surface de révolution de la forme géométrique la plus simple répondant aux conditions précédentes; elle est formée de deux troncs de cône en papier *aba′b′*, *cdc′d′* (*fig.* 7), emboîtés l'un dans l'autre, les extrémités *aa′* et *bb′* du tronc de cône extérieur étant repliées et collées sur les extrémités correspondantes *cc′* et *dd′* du tronc de cône intérieur.

En soufflant dans cette membrane par un trou ménagé sur la grande base, en *ad* par exemple, on la voit se gonfler et prendre la forme d'un tore irrégulier, les parallèles *aa′* et *bb′* venant former, l'un *aa′* l'équateur extérieur, l'autre *bb′* l'équateur intérieur. Le tore présente une série de plis suivant le méridien sur la portion de la surface, au voisinage de l'équateur intérieur.

La production de ces plis nous montre qu'en certains points de la surface il y aura des efforts de compression suivant les parallèles. Une membrane analogue à la précédente, mais formée d'une matière élastique, soumise à

Fig. 7.



une pression intérieure, a donc une forme défectueuse au point de vue des efforts qu'elle a à supporter.

En désignant par Y la valeur commune du rayon des parallèles inférieur et supérieur, les équations (A) et (B) deviennent

$$t_m = \frac{p}{2\varepsilon \sin\omega}\left(y - \frac{Y^2}{y}\right),$$

$$t_p = \frac{p\gamma}{\varepsilon \sin\omega}\left(1 - \frac{y - \frac{Y^2}{\gamma}}{2\rho \sin\omega}\right).$$

Pour $\omega = 0$ ou $180°$, $y = Y$, les valeurs de t_m et de t_p deviennent alors, en appelant ρ_0 le rayon de courbure du méridien pour $\omega = 0$ et ρ_1 ce rayon de courbure pour $\omega = 180°$:

$$\text{Pour } \omega = 0 \ldots\ldots\ldots \quad \begin{cases} t_{m_0} = \dfrac{p\rho_0}{\varepsilon}, \\ t_{p_0} = \dfrac{p}{2\varepsilon}\left[\rho_0 - \dfrac{Y}{\rho_0}\left(\dfrac{d^2y}{d\omega^2}\right)_{\omega=0}\right]. \end{cases}$$

$$\text{Pour } \omega = 180° \ldots\ldots \quad \begin{cases} t_{m_1} = \dfrac{p\rho_1}{\varepsilon}, \\ t_{p_1} = \dfrac{p}{2\varepsilon}\left[\rho_1 - \dfrac{Y}{\rho_1}\left(\dfrac{d^2y}{d\omega^2}\right)_{\omega=180}\right]. \end{cases}$$

On voit donc que, dans tous les cas, la charge suivant le méridien aux points pour lesquels $\omega = 0$ ou $180°$ sera la même que la charge méridienne dans le cylindre osculateur au tore aux mêmes points.

Quant à la charge suivant le parallèle, on peut la mettre sous une forme un peu différente; en effet, pour $\omega = 0$ ou $180°$,

$$\left(\frac{d^2y}{d\omega^2}\right)_{\substack{\omega=0\\ \omega=180}} = \left(\frac{d\rho}{d\omega}\right)_{\substack{\omega=0\\ \omega=180}} = r_0 \quad \text{ou} \quad r_1,$$

en appelant r_0 le rayon de courbure de la développée de la ligne méridienne pour $\omega = 0$ et r_1 ce rayon pour $\omega = 180$.

Les valeurs précédentes pourront donc s'écrire :

$$\text{Pour } \omega = 0 \ldots\ldots\ldots \quad \begin{cases} t_{m_0} = \dfrac{p\rho_0}{\varepsilon}, \\ t_{p_0} = \dfrac{p}{2\varepsilon}\left(\rho_0 - \dfrac{Y}{\rho_0} r_0\right). \end{cases}$$

$$\text{Pour } \omega = 180^\circ \ldots\ldots \quad \begin{cases} t_{m_1} = \dfrac{p\rho_1}{\varepsilon}, \\ t_{p_1} = \dfrac{p}{2\varepsilon}\left(\rho_1 - \dfrac{Y}{\rho_1} r_1\right). \end{cases}$$

Pour que les valeurs de t_{p_0} et t_{p_1} restent positives et représentent toujours des tractions, il faut que l'on ait

$$\rho_0 - \frac{Y}{\rho_0} r_0 \geqq 0,$$

$$\rho_1 - \frac{Y}{\rho_1} r_1 \geqq 0$$

ou

$$r_0 \leqq \frac{\rho_0^2}{Y},$$

$$r_1 \leqq \frac{\rho_1^2}{Y}.$$

Ces limites des valeurs de r_0 et r_1 donnent donc deux nouvelles conditions auxquelles la section méridienne se trouve assujettie.

On voit immédiatement que ces conditions seront toujours remplies quand la section méridienne sera symétrique par rapport à la parallèle à l'axe de révolution menée à la distance Y de cet axe, puisqu'on aura alors $r_0 = r_1 = 0$.

Examinons donc le cas où cette condition n'est pas remplie. Soit ABC (*fig.* 8) la section méridienne dans le voisinage du point défini par $\omega = 0$. Soit A'B'C' la développée de cette courbe, $BB' = \rho_0$, $DB = Y$. Si nous joignons DB' et si, au point B', nous élevons sur cette droite une perpendiculaire jusqu'à sa rencontre avec DB prolongé, nous aurons

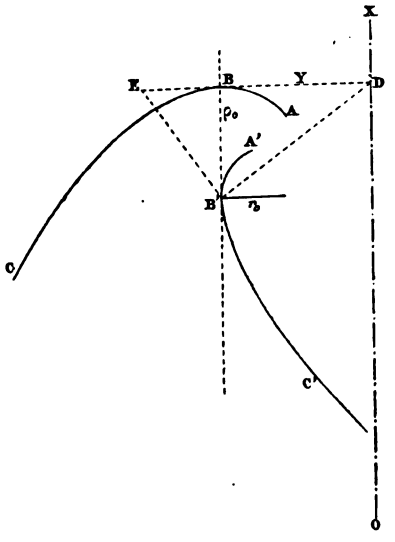
$$BE = \frac{\overline{BB'}^2}{BD} = \frac{\rho_0^2}{Y}.$$

Il faudra donc que r_0 soit $\leqq BE$ pour que la valeur de t_{p_0} reste > 0.

Une construction analogue donnerait la limite de r_1. Lors même que les conditions précédentes relatives à r_0 et à r_1 seront remplies, il pourra se faire qu'en d'autres points les charges ne soient pas constamment positives. Examinons, en particulier, les conditions pour qu'en tous les points de l'équateur les valeurs de t_m et t_p restent positives. On voit facilement que cette condition sera toujours remplie pour les points de l'équateur extérieur.

Pour les points de l'équateur intérieur, la valeur de t_m sera toujours >0, puisque $\sin\omega$ sera égal à -1 et que $y^2 - Y^2$ sera négatif; mais la valeur de t_p ne sera positive qu'à la condition que l'on ait, en appelant ρ_e le rayon de

Fig. 8.



courbure de la ligne méridienne en ces points, et y_e le rayon de l'équateur intérieur, $\sin\omega$ étant égal à -1,

$$1 + \frac{y_e - \frac{Y^2}{y_e}}{2\rho_e} \leqq 0$$

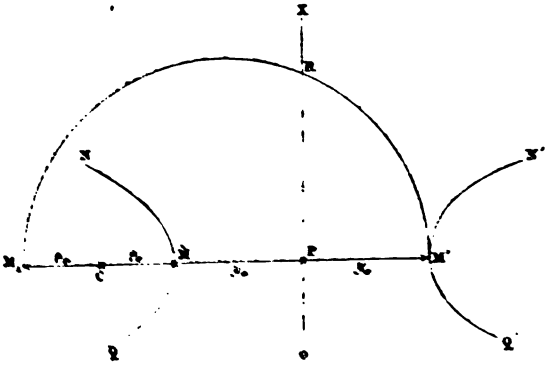
ou

$$2\rho_e y_e + y_e^2 - Y^2 \leqq 0,$$

ce qui fournit

$$Y^2 \geqq y_e(2\rho_e + y_e).$$

Fig. 9.



Soient NMQ (fig. 9) la section méridienne dans le voisinage de l'équateur intérieur;

$$MC = z_e, \qquad MP = y_e.$$

Prenons $CM_1 = \rho_e$. Considérons le point M′ opposé de M sur l'équateur, et sur M_1M' comme diamètre, décrivons une circonférence qui coupe l'axe OX au point R : on a

$$\overline{PR}^2 = M_1P \times PM' = (2\rho_e + y_e)y_e.$$

On devra donc avoir $Y \geqq PR$ pour que t_p soit constamment positif.

Les conditions diverses auxquelles la ligne méridienne se trouve assujettie pour que les équations générales soient applicables sont donc :

1° Que les parallèles inférieur et supérieur aient même rayon $y_0 = y_1$;

2° Qu'en désignant par Y cette valeur commune de y_0 et y_1, les rayons des développées, pour $\omega = 0$ et $\omega = 180°$, soient compris dans les limites

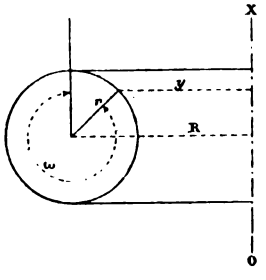
$$r_0 \leqq \frac{\rho_0^2}{Y} \quad \text{et} \quad r_1 \leqq \frac{\rho_1^2}{Y};$$

3° Enfin, que la valeur de Y soit liée aux rayons de courbure principaux en un point de l'équateur intérieur par la relation

$$Y \geqq y_e(2\rho_e + y_e).$$

L'application la plus intéressante des deux équations générales (A) et (B) est celle de la détermination des efforts dans un tuyau coudé qu'on peut assi-

Fig. 10.



miler à un tore circulaire. On a, dans ce cas, en désignant (*fig.* 10) par R le rayon du tore, par r le rayon du méridien,

$$C = -R^2$$

et

$$y = R + r\sin\omega$$

avec la convention faite plus haut sur ω.

Donc

$$t_m = \frac{p}{2\varepsilon\sin\omega}\left(R + r\sin\omega - \frac{R^2}{R + r\sin\omega}\right)$$

ou

$$t_m = \frac{pr}{2\varepsilon}\left(1 + \frac{R}{R + r\sin\omega}\right)$$

et

$$t_p = \frac{pr}{2\varepsilon}.$$

On voit de suite que, si l'on fait tendre R vers l'infini, on retombe sur les charges relatives à un cylindre soumis à une pression p intérieure.

La valeur maximum de t_m aura lieu pour $\sin\omega = -1$, c'est-à-dire pour les points du tore situés sur l'équateur intérieur.

Il est bon de remarquer aussi que, si la valeur de R va en diminuant, la charge t_m va rapidement en croissant; par exemple, si $R = 1,5r$, le maximum de t_m est égal à

$$\frac{pr}{2\varepsilon}\left(1 + \frac{1,5}{0,5}\right) = \frac{2pr}{\varepsilon}.$$

On voit, par conséquent, qu'il peut être dangereux de faire faire un coude trop brusque à un tuyau destiné à supporter une forte pression.

RECHERCHE

DE LA

LOI DU MOUVEMENT DE ROULIS SUR HOULE,

EN MILIEU NON RÉSISTANT [1],

PAR M. MARBEC,
Élève-Ingénieur de la Marine.

Intégration géométrique de l'équation du roulis sur houle non résistante.

Quand un cercle C′ de rayon R′ (*fig.* 1) roule *uniformément* sur un cercle fixe C de rayon R, il existe à tout instant donné, sur la ligne des centres OO′, un point I nommé *centre instantané des accélérations* [2], qui n'a à ce moment aucune accélération et jouit des propriétés ci-après :

1° Il est à une distance ρ du centre instantané de rotation T donnée par

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{R'} - \frac{1}{R},$$

les rayons ρ, R et R′ étant comptés positivement d'un côté de la tangente au point de contact T, et négativement de l'autre.

2° L'accélération d'un point M, invariablement lié au cercle C′, est dirigée suivant MI et égale à $\omega^2 \overline{MI}$, en désignant par ω la vitesse angulaire constante de rotation du cercle C′ autour du centre instantané variable de rotation T.

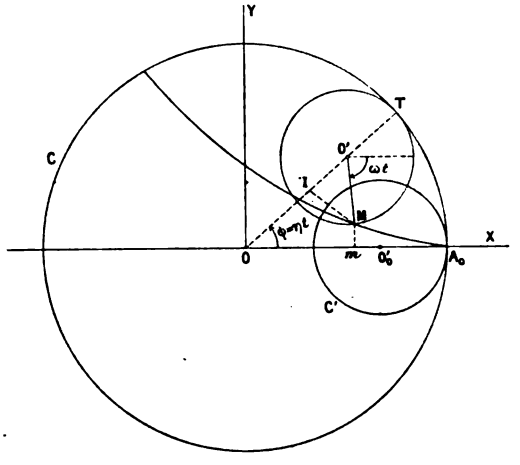
---

(1) Extrait spécialement destiné au *Bulletin de l'Association technique maritime*, du Tome III (actuellement en cours d'impression) de la *Théorie du Navire*, par MM. Pollard et Dudebout (Paris, Gauthier-Villars et fils).

(2) MANNHEIM, *Cours de Géométrie descriptive de l'École Polytechnique* (Gauthier-Villars, p. 178. Paris; 1880), et H. RESAL, *Traité de Mécanique générale* (Gauthier-Villars et fils, t. VII, p. 332. Paris; 1889).

Cela posé, menons, par le centre O du cercle fixe C, deux axes rectangulaires OX et OY. Soit $M(x, y)$ un point donné du cercle roulant C'. Comptons positivement les rotations dans le sens trigonométrique; de cette façon ω sera positif pour C' extérieur à C $\left(\frac{R}{R'} < +1\right)$, et négatif pour C' intérieur à C $\left(\frac{R}{R'} > +1\right)$. Marquons en I le centre instantané des accélérations,

Fig. 1.



au moment où la ligne des centres OO', qui tourne uniformément autour de O avec la vitesse angulaire constante $+\eta$, fait avec OX l'angle $+\psi$.

La relation qui lie la vitesse angulaire η du centre O' dans sa translation curviligne à la vitesse angulaire ω du cercle C' autour de O' s'obtient en égalant les deux expressions de la vitesse du point O'

$$\overline{OO'}\eta = \pm\omega\overline{O'T},$$

ou

$$\eta = \pm\omega\frac{R'}{R'-R} = \pm\omega\frac{1}{1-\frac{R}{R'}}.$$

Dans cette formule le signe $+$ correspond à $\frac{R}{R'} < +1$, et le signe $-$ à $\frac{R}{R'} > +1$, de telle façon que η reste toujours positif. Remarquons maintenant que l'accélération de M est $\omega^2\overline{IM}$, et que sa projection sur OY, ou $\frac{d^2y}{dt^2}$, est égale à $\omega^2 \times$ projection de $\overline{IM}$. Si donc on projette le contour $OmMIO$ sur OY, on aura

$$y + \frac{\frac{d^2y}{dt^2}}{\omega^2} = \overline{OI}\sin\psi = (R-\rho)\sin\eta t,$$

c'est-à-dire

$$(1)\qquad \frac{d^2y}{dt^2} + \omega^2 y = \omega^2(R - \rho)\sin\eta t.$$

C'est une équation du second ordre, linéaire, à coefficients constants et à second membre sinusoïdal, comme les équations ci-dessous du roulis, absolu ou relatif, sur houle non résistante, du flotteur-molécule :

$$(2)\qquad \text{Roulis absolu}\ldots\ldots\ldots\ldots\quad \frac{d^2\varphi}{dt^2} + k^2\varphi = k^2\Theta\sin\varepsilon t,$$

$$(2')\qquad \text{Roulis relatif}\ldots\ldots\ldots\ldots\quad \frac{d^2\varphi_r}{dt^2} + k^2\varphi_r = k^2\Theta\frac{\varepsilon^2}{k^2}\sin\varepsilon t.$$

En identifiant (1) avec (2) ou (2'), on aura dans les deux cas les rayons du cercle fixe et du cercle mobile avec leurs signes, c'est-à-dire avec les positions relatives des cercles, et les vitesses angulaires ω et η, en fonction des données k, ε et Θ du navire et de la houle.

On trouve ainsi :

1° Pour le roulis absolu,

$$(3)\qquad \left\{\begin{array}{l}
k = \pm\omega,\\[2mm]
\varepsilon = \eta = \pm\omega\dfrac{1}{1-\dfrac{R}{R'}},\\[2mm]
\Theta = R - \rho = \dfrac{2-\dfrac{R}{R'}}{1-\dfrac{R}{R'}}R,\\[2mm]
\qquad\text{car}\\[2mm]
\dfrac{1}{\rho} = \dfrac{1}{R'} - \dfrac{1}{R};\\[2mm]
\qquad\text{ou}\\[2mm]
\omega = \pm k\left(+\text{ pour }\dfrac{k}{\varepsilon}\text{ positif, }-\text{ pour }\dfrac{k}{\varepsilon}\text{ négatif}\right),\\[2mm]
\eta = \varepsilon,\\[2mm]
R = \Theta\dfrac{\dfrac{k}{\varepsilon}}{1+\dfrac{k}{\varepsilon}} = \Theta\dfrac{k}{\varepsilon+k},\\[2mm]
R' = R\dfrac{1}{1-\dfrac{k}{\varepsilon}} = \dfrac{\Theta\varepsilon k}{\varepsilon^2-k^2},\\[2mm]
\rho = -\Theta\dfrac{\varepsilon}{\varepsilon+k}.
\end{array}\right.$$

2° Pour le roulis relatif,

$$
(3')\quad
\left\{
\begin{aligned}
&k = \pm\omega,\\
&\varepsilon = \gamma_1 = \pm\omega\,\frac{1}{1-\dfrac{R}{R'}},\\
&\Theta = \frac{k^2}{\varepsilon^2}(R-\rho) = \left(1-\frac{R}{R'}\right)\left(2-\frac{R}{R'}\right)R,\\
&\qquad \text{car}\\
&\frac{1}{\rho} = \frac{1}{R'} - \frac{1}{R};\\
&\qquad \text{ou}\\
&\omega = \pm k,\\
&R = \Theta\,\frac{\varepsilon^2}{k^2}\,\frac{\dfrac{k}{\varepsilon}}{1-\dfrac{k}{\varepsilon}} = \Theta\,\frac{\varepsilon^2}{k^2}\,\frac{k}{\varepsilon+k},\\
&R' = R\,\frac{1}{1-\dfrac{k}{\varepsilon}} = \Theta\,\frac{\varepsilon^2}{k^2}\,\frac{\varepsilon k}{\varepsilon^2-k^2},\\
&\rho = -\Theta\,\frac{\varepsilon^2}{k^2}\,\frac{\varepsilon+k}{\varepsilon}.
\end{aligned}
\right.
$$

Ainsi, *la loi, en fonction du temps, de l'angle du roulis sur houle (absolu ou relatif) est la même que celle des ordonnées de l'épicycloïde parcourue par un point* M *d'un cercle* C′ *qui roule uniformément sur un cercle fixe* C, et cela dans les conditions ci-dessus indiquées pour les dimensions des cercles, leur position relative et pour la vitesse constante du roulement [1].

Cette loi géométrique de génération des angles de roulis n'est pas autre chose que l'intégrale du mouvement de roulis sur houle. Les deux constantes de l'intégration qui ne sont pas apparentes ici sont : 1° la position initiale du cercle roulant C′, que définirait un angle ψ_0 initial; 2° la position sur ce cercle du point considéré M, que définirait un angle initial χ_0 du rayon O′M avec le rayon horizontal au temps zéro. L'équation de l'ordonnée y (ou intégrale générale du roulis), déduite de la définition géométrique et cinématique du mouvement épicycloïdal, serait

$$y = (R - R')\sin(\psi_0 + \gamma_1 t) + R'\sin(\chi_0 + \omega t).$$

---

[1] On lira avec intérêt, à propos de l'intégration géométrique du roulis sur houle, telle que l'a effectuée M. Marbec, celle de l'équation $m\dfrac{d^2x}{dt^2} + Kx = f(t) - K_0$, faite, au moyen d'une ligne roulante auxiliaire, par M. P. Henry, Capitaine d'artillerie [*Note sur la mesure de la pression des gaz d'une charge explosive au moyen des crushers* (*Mémorial de l'Artillerie de la Marine*, t. XIV, p. 373; 1886)].

qui devient, quand on fait $\varphi_0 = 0$ et $\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)_0 = 0$ comme dans la discussion analytique, c'est-à-dire quand on prend le point décrivant M en A_0 à l'origine du temps ($\psi_0 = 0$, $\chi_0 = 0$),

$$y = (R - R')\sin\eta t + R'\sin\omega t,$$

et l'on retombe ainsi sur l'intégrale analytique connue

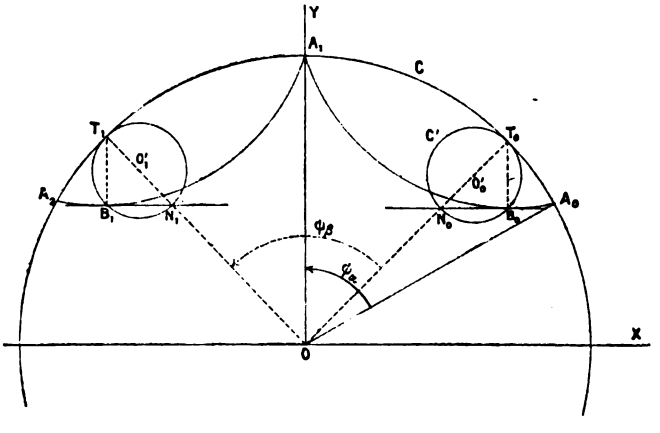
$$\varphi = \frac{\theta k^2}{k^2 - \varepsilon^2}\left(\sin\varepsilon t - \frac{\varepsilon}{k}\sin kt\right).$$

Une fois en possession de cette loi, nous allons montrer tout d'abord que *les sommets de la courbe du roulis, c'est-à-dire des boucles de l'épicycloïde, sont de deux espèces, séparément périodiques*, et que les deux périodes τ_α et τ_β des apparitions de ces deux espèces de sommets sont les mêmes pour le roulis absolu et pour le roulis relatif, les valeurs étant, comme on le verrait par l'analyse,

$$\tau_\alpha = \frac{2\pi}{\varepsilon + k} \quad \text{et} \quad \tau_\beta = \frac{2\pi}{\varepsilon - k}.$$

Les sommets de l'épicycloïde correspondent en effet : soit aux points de rebroussement A_0, A_1, A_2, A_3 (*fig.* 2), situés sur le cercle fixe; soit aux points intermédiaires B_0, B_1, B_2, ... où la tangente est parallèle à OX.

Fig. 2.



La période τ_α des sommets de première espèce (ou de rebroussement) correspond à un angle ψ_α, de translation circulaire de O', tel que l'arc A_0A_1 soit égal à la longueur du cercle roulant C', c'est-à-dire tel que l'on ait

$$\psi_\alpha = 2\pi\frac{R'}{R}.$$

Comme, d'autre part, on a

$$\psi_\alpha = \eta\tau_\alpha = -\omega\frac{R'}{R - R'}\tau_\alpha \qquad \text{(avec le signe — pour le cas de la figure)},$$

il vient, en remplaçant ω, R et R' par leurs valeurs, et pour le roulis relatif

comme pour le roulis absolu,

$$\tau_\alpha = \frac{2\pi}{\varepsilon - k},$$

qui correspond bien à la valeur de τ_α trouvée par l'analyse, car ici la valeur de k est négative.

En ce qui concerne les sommets de seconde espèce $B_0, B_1, \ldots$, leur périodicité se trouve comme suit. Pour qu'une tangente à l'épicycloïde soit horizontale en un point B_0, il faut que B_0T_0 soit parallèle à OY. Soient donc deux positions consécutives T_0 et T_1 du cercle roulant donnant lieu à cette circonstance, l'angle ψ_β correspondant, de translation circulaire de O′, est tel que l'arc T_0T_1 soit égal à $(\text{arc } T_0N_0B_0 + \text{arc } T_1N_1B_1) = 2\pi R' + 2R'\psi_\beta$, c'est-à-dire tel que l'on ait

$$\psi_\beta = 2\pi \frac{R'}{R - 2R'}.$$

Comme, d'autre part, on a

$$\psi_\beta = \tau_\beta \tau_\beta = -\omega \frac{R'}{R - R'} \tau_\beta,$$

il vient, en remplaçant ω, R et R′ par leurs valeurs, et pour le roulis relatif comme pour le roulis absolu,

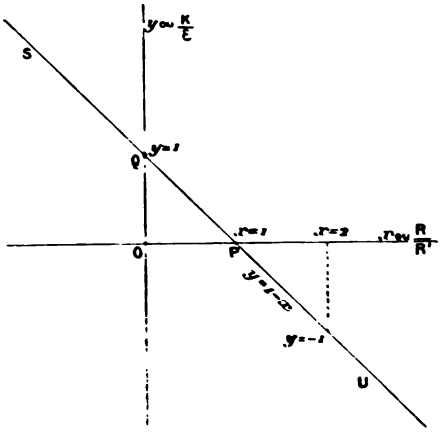
$$\tau_\beta = -\frac{2\pi}{k + \varepsilon},$$

qui correspond bien encore à la valeur trouvée par l'analyse.

Passons maintenant à la *discussion des différents cas qui pourront se présenter pour l'épicycloïde* suivant les valeurs attribuées au rapport $\frac{R}{R'}$ $\left(\text{c'est-à-dire au rapport } \frac{k}{\varepsilon}\right)$.

Les valeurs correspondantes de $\frac{k}{\varepsilon} = y$ et de $\frac{R}{R'} = x$ sont figurées par une

Fig. 3.



droite, $y = 1 - x$ ou SU, inclinée de 45° vers les y négatifs et passant par les points Q et P situés sur les axes à la distance 1 de O.

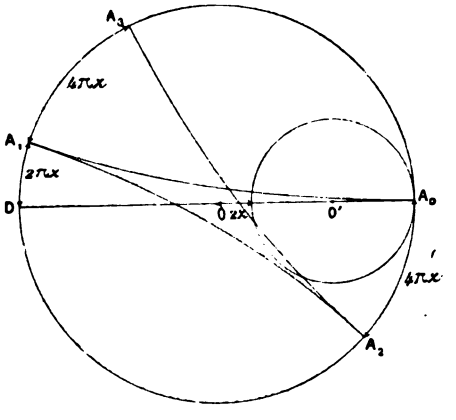
I. De $\frac{R}{R'} = +\infty$ à $\frac{R}{R'} = +2$ $\left(\text{ou de } \frac{k}{\varepsilon} = -\infty \text{ à } \frac{k}{\varepsilon} = -1\right)$. — Le cercle C′ est intérieur à C et son diamètre est plus petit que le rayon de C.

La limite supérieure, $\frac{R}{R'} = +\infty$, $\frac{k}{\varepsilon} = -\infty$, correspond, comme nous le savons, au cas où le roulis sur houle se réduit au roulis de houle, la mâture du flotteur restant sans cesse dirigée suivant la normale à la houle. Dans l'intervalle, k et ε sont de signes contraires, et k en valeur absolue reste plus grand que ε. Alors on se trouve dans le cas de la *fig.* 1, $R > R'$ et de même signe, et entre deux sommets de première espèce existe toujours un sommet de seconde espèce, sauf pour les boucles de l'épicycloïde coupées par l'axe OX ou tangentes à OX. Donc, par tour complet, les B seront moins nombreux que les A.

La limite inférieure du cas considéré, $\frac{R}{R'} = +2$, $\frac{k}{\varepsilon} = -1$, correspond à une PREMIÈRE HOULE SYNCHRONE H_1. C'est la houle synchrone que nous avons appelée *discordante*.

L'épicycloïde pour $R = 2R'$ devient un diamètre du cercle fixe, c'est le théorème connu de Lahire. Mais en même temps les rayons des deux cercles, fixe et roulant, deviennent infinis. Pour voir ce qui se passe, il faut faire $R' = \frac{R}{2} - z$, z étant une quantité très petite; alors l'épicycloïde est très aplatie sur le diamètre A_0OD (*fig.* 4) et donne un sommet en un point A_1 tel que arc $DA_1 = 2\pi z$. Le sommet A_2 sera caractérisé par arc $A_0A_2 = 2 \times 2\pi z$,

Fig. 4.



et A_3 par arc $DA_3 = 3 \times 2\pi z$, ... Pour les cercles infinis, ces arcs mesureront les ordonnées y des sommets, et il faut voir vers quelle limite tend z. Or on a

$$R = 2R' + 2z,$$

avec

$$\frac{R'}{R} = \frac{1}{1 - \frac{k}{\varepsilon}},$$

d'où

$$2z = -R\frac{\varepsilon + k}{\varepsilon - k} = -\Theta\frac{k}{\varepsilon - k}, \qquad \text{pour le roulis absolu,}$$

et

$$2z = -\Theta\frac{\varepsilon^2}{k^2}\frac{k}{\varepsilon - k}, \qquad \text{pour le roulis relatif,}$$

et pour $k = -\varepsilon$, on a, pour les deux roulis,

$$2z = \frac{\Theta}{2},$$

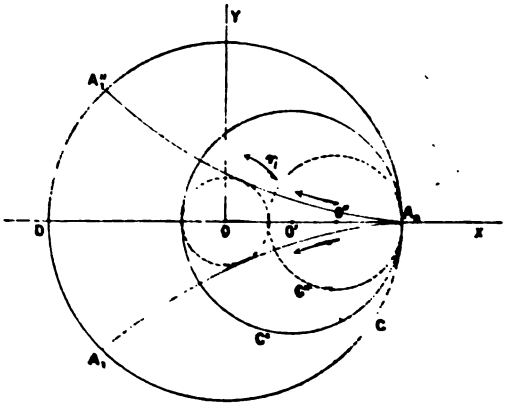
c'est-à-dire

$$2\pi z = \pi\frac{\Theta}{2}.$$

Donc, à chaque demi-oscillation, l'amplitude croît de $\pi\frac{\Theta}{2}$. C'est ce que l'analyse nous avait indiqué déjà.

II. De $\frac{R}{R'} = +2$ à $\frac{R}{R'} = +1$, c'est-à-dire de $\frac{k}{\varepsilon} = -1$ à $\frac{k}{\varepsilon} = 0$ ($k = 0$ ou $\varepsilon = \infty$). — Dans ce nouveau cas, C' est toujours intérieur à C (*fig.* 5), et

Fig. 5.



l'épicycloïde décrite A_0A_1 est égale et symétrique par rapport à A_0OD de celle $A_0A'_1$ décrite par le cercle C', satisfaisant au cas I et tel que $R' + R'' = R$.

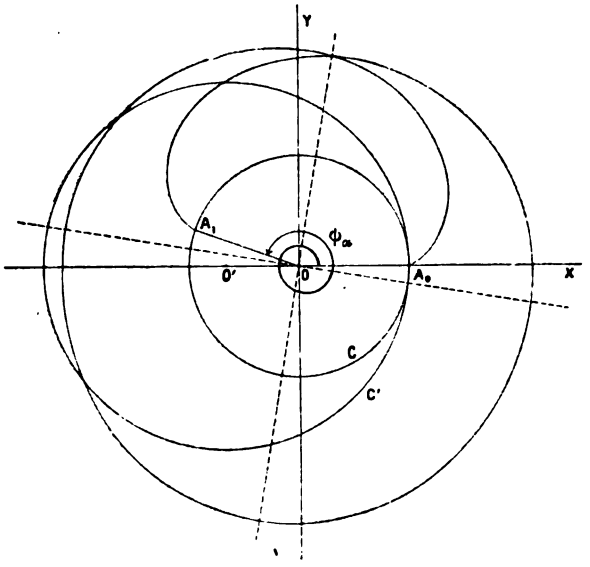
La limite $\frac{k}{\varepsilon} = 0$ correspond, comme nous le savons, à celui où le roulis sur houle s'annule, le flotteur restant sans cesse droit avec sa mâture dirigée suivant la verticale absolue. En effet, pour $\frac{R}{R'} = +1$ (cercle roulant et cercle fixe égaux et superposés exactement), le point décrivant M devient fixe, chaque point du cercle mobile pouvant devenir à son tour fictivement centre de ro-

tation sans nécessiter aucun déplacement du point M. On peut encore se rendre compte de la fixité du point M en usant du théorème énoncé ci-dessus :

Deux cercles C′ *et* C″, *dont les rayons* R′ *et* R″ *satisfont à* $R' + R'' = R$, *donnent, en roulant intérieurement sur le cercle fixe de rayon* R, *des épicycloïdes égales.* Le cas du cercle C′ de rayon $R' = R$ revient donc à celui d'un cercle de rayon nul (point géométrique) roulant sur un cercle de rayon R. Or, un point n'ayant pas de dimensions, son roulement ne le déplace pas.

III. De $\frac{R}{R'} = +1 \left(\frac{k}{\varepsilon} = 0\right)$ à $\frac{R}{R'} = 0 \left(\frac{k}{\varepsilon} = +1\right)$. — Le cercle C′ devient extérieur au cercle C, mais reste du même côté de la tangente commune (*fig.* 6).

Fig. 6.



Dans cet intervalle, les épicycloïdes deviennent extérieures et font une fois le tour du cercle C. Donc on trouve au minimum deux sommets B entre deux sommets A consécutifs et les B sont plus nombreux que les A.

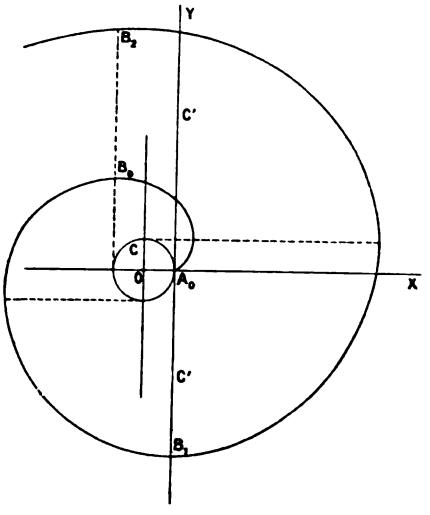
Quand R′ devient très grand par rapport à R et que ε, maintenant positif, se rapproche de k, une boucle en arrive à faire plusieurs fois le tour du cercle C.

La limite inférieure $\frac{R}{R'} = 0 \left(\frac{k}{\varepsilon} = +1\right)$ du cas III correspond à la DEUXIÈME HOULE SYNCHRONE H_2 ou houle synchrone *concordante*.

Dans ce cas limite, qui est le second cas généralement considéré de la houle synchrone, R′ devenant infini par rapport à R, le cercle C′ devient une tangente à C, et l'épicycloïde se transforme en une développante de cercle (*fig.* 7). A chaque tour, on rencontre deux sommets, et la différence des lon-

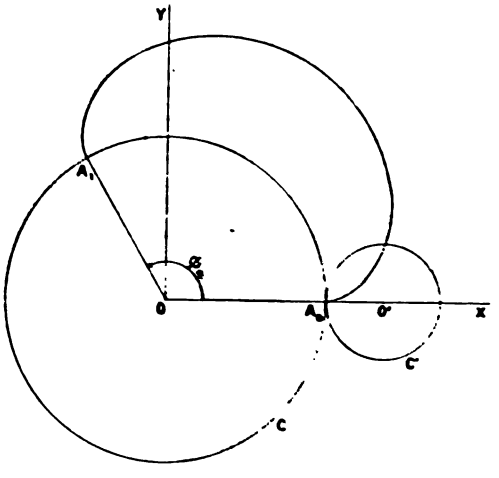
gueurs des ordonnées de deux sommets consécutifs est constante et égale à $\pi R = \frac{\pi\Theta}{2}$, comme on l'avait trouvé par l'analyse.

Fig. 7.



IV. Enfin $\frac{R}{R'}$ négatif de o à $-\infty$ $\left(\text{ou } \frac{k}{\varepsilon} \text{ positif de } 1 \text{ à } +\infty\right)$. — Ici le cercle C' est extérieur au cercle C, mais de l'autre côté de la tangente, et son rayon est de grandeur quelconque. Les épicycloïdes sont extérieures (*fig.* 8). Entre

Fig. 8.



deux sommets A consécutifs, il y a, en général, deux sommets B, et les B deviennent plus nombreux que les A. La limite inférieure $\frac{R}{R'} = -\infty$, $\frac{k}{\varepsilon} = +\infty$, correspond encore au roulis sur houle réduit au roulis de houle.

Reste à indiquer maintenant, dans chacun des cas examinés, la *valeur maximum maximorum que puisse atteindre l'amplitude*. Il est facile de voir, d'après la position relative des cercles, que cette valeur est, en tenant compte des signes des rayons :

Dans les cas I et II : valeur *maximum maximorum* de l'amplitude... R,
Dans les cas III et IV : valeur *maximum maximorum* de l'amplitude. $2R' - R$.

Régions de sécurité d'un navire donné au point de vue de la valeur du rapport $\frac{k}{\varepsilon} = \frac{T}{T_\varphi}$.

Un navire étant donné, on connaît l'angle *statique* Ψ (ou paramètre de stabilité) auquel le bras de levier de la stabilité s'annule. Ce navire ne pourra donc aborder que les houles qui lui donneront des roulis relatifs dont les valeurs *maximum maximorum* de l'amplitude seront inférieures à Ψ, autrement il chavirerait infailliblement à un certain moment, au bout d'un temps plus ou moins long.

Or, dans le roulis relatif, les valeurs de l'amplitude *maximum maximorum* sont, d'après les formules (3'), ou

$$R = \Theta \frac{\varepsilon^2}{k^2} \frac{k}{\varepsilon + k},$$

ou

$$2R' - R = \Theta \frac{\varepsilon^2}{k^2} \frac{k}{\varepsilon - k}.$$

En égalant à Ψ, on obtient deux équations de condition du second degré en $\frac{k}{\varepsilon}$ et qui sont

$$(1) \qquad \frac{k^2}{\varepsilon^2} + \frac{k}{\varepsilon} - \frac{\Theta}{\Psi} = 0 \qquad (\text{racines réelles } -y_1, +y_2),$$

$$(2) \qquad \frac{k^2}{\varepsilon^2} - \frac{k}{\varepsilon} - \frac{\Theta}{\Psi} = 0 \qquad (\text{racines réelles } -y_3, +y_4).$$

Les racines $y_1 = -\frac{1}{2} - \sqrt{\frac{1}{4} + \frac{\Theta}{\Psi}}$, $y_2 = -\frac{1}{2} + \sqrt{\frac{1}{4} + \frac{\Theta}{\Psi}}$ de (1) sont équidistantes de la valeur $\frac{k}{\varepsilon} = -\frac{1}{2}$ et comprennent la valeur $\frac{k}{\varepsilon} = -1$, correspondant à la houle synchrone discordante.

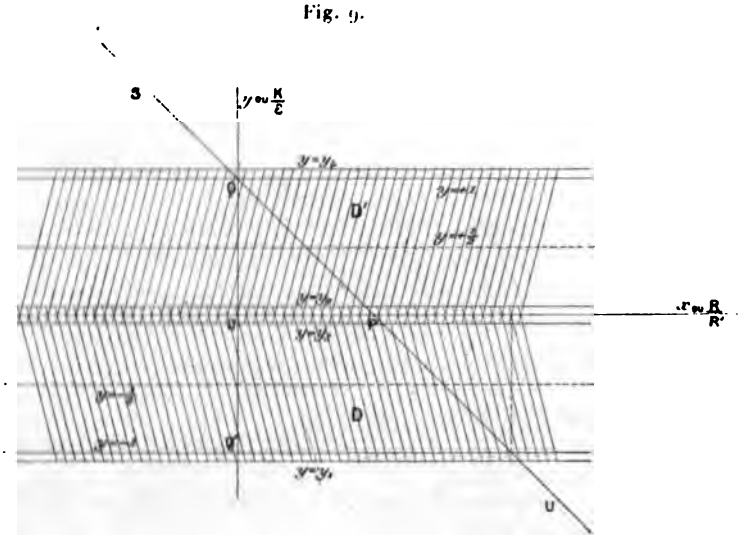
Les racines $y_3 = \frac{1}{2} - \sqrt{\frac{1}{4} + \frac{\Theta}{\Psi}}$, $y_4 = \frac{1}{2} + \sqrt{\frac{1}{4} + \frac{\Theta}{\Psi}}$ de (2) sont équidistantes de la valeur $\frac{k}{\varepsilon} = +\frac{1}{2}$ et comprennent la valeur $\frac{k}{\varepsilon} = +1$ correspondant à la houle synchrone concordante. L'équidistance est la même dans les deux cas.

L'ensemble des deux régions D et D' (*fig. 9*) qui se chevauchent, et dont la largeur totale s'étend de

$$y_1 = \frac{1}{2} - \sqrt{\frac{1}{4} + \frac{\Theta}{\Psi}} \quad \text{à} \quad y_4 = -\frac{1}{2} - \sqrt{\frac{1}{4} - \frac{\Theta}{\Psi}},$$

est une région de danger. Elle marque les valeurs de $\frac{k}{\varepsilon}$ qui feront sûrement chavirer le navire sur houle non résistante. En effet, les deux trinômes $y^2 + \frac{k}{\varepsilon} y + \frac{\Theta}{\Psi}$ doivent être positifs à la fois pour la sécurité, et, dans la zone indiquée, l'un des deux au moins est négatif.

Fig. 9.



La région de sécurité est située au-dessus de y_4 et au-dessous de y_1, c'est-à-dire que les valeurs de $\frac{k}{\varepsilon}$ permises au navire donné, caractérisé au point de vue de la stabilité par l'angle Ψ, seront les valeurs positives ou négatives, supérieures en valeur absolue à $\frac{1}{2} + \sqrt{\frac{1}{4} + \frac{\Theta}{\Psi}}$. On devra avoir, en d'autres termes,

$$\frac{T}{T_\varepsilon} \left(\text{ou } \frac{k}{\varepsilon}\right) > \frac{1}{2} + \sqrt{\frac{1}{4} + \frac{\Theta}{\Psi}}$$

et la limite inférieure de ce rapport sera $\frac{k}{\varepsilon} = 1$ pour $\frac{\Theta}{\Psi} = 0$, la limite inférieure de la largeur de la région de danger étant QQ', de $\frac{k}{\varepsilon} = +1$ à $\frac{k}{\varepsilon} = -1$.

Quand on considérera la houle *résistante* qui diminue le danger même pour le synchronisme, la région de danger diminuera de

gion de sécurité marquée par l'inégalité (3) restera région de sécurité *a fortiori*. En sorte que, si la valeur de $\frac{k}{\varepsilon}$ pour la houle rencontrée y satisfait, on sera sûr de ne courir aucun danger de chavirement. Si la valeur de $\frac{k}{\varepsilon}$ n'y satisfait point, le chavirement pourra ne point se produire, mais la sécurité ne sera pas assurée.

On peut encore exprimer Θ en fonction de la hauteur de vague d, car on a, très approximativement,

$$\Theta = \frac{\pi d}{L} = \frac{\pi d}{\frac{g T^2}{2\pi}} = \frac{2\pi^2}{g T^2} d,$$

et mettre (3) sous la forme

$$(3') \qquad d < \frac{g \Psi}{2\pi^2} \frac{T^3 (T - T_\varphi)}{T_\varphi^2},$$

où l'angle Ψ est exprimé en longueur d'arc et qui exige $T > T_\varphi$.

Dès lors, un navire connu, défini par le paramètre de stabilité Ψ *et par le paramètre de périodicité* T_φ, *sera certain de ne courir aucun danger par roulis sur toute houle de période* T *supérieure à* T_φ *et par ailleurs quelconque, dès que la hauteur de cette houle sera moindre que la valeur calculée du second membre de* (3').

Il serait facile de construire un appareil, auquel on pourrait donner le nom de *nauthalassoscilloscope* [1], montrant les mouvements absolus simultanés et, par suite, aussi le mouvement relatif, d'une houle donnée $\left(\text{inclinaison maximum } \Theta \text{ et période } \frac{2\pi}{\varepsilon}\right)$, et d'un petit flotteur de période donnée $\left(\frac{2\pi}{k}\right)$. Il est basé sur le principe qui a conduit à l'intégration géométrique du mouvement.

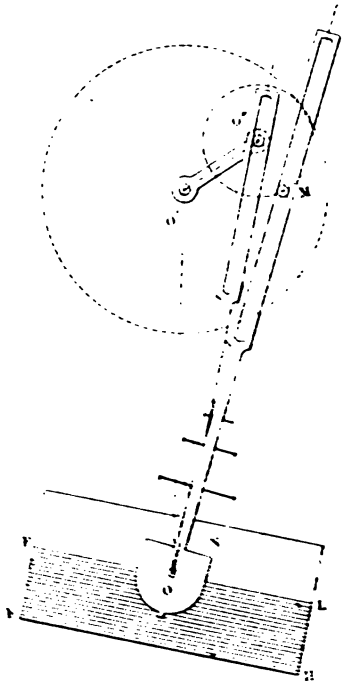
Sur un premier axe O (*fig.* 10) sont montés : 1° une feuille de papier teinté **FLKH**, représentant une portion de la section droite de la houle; 2° un modèle N de la section transversale du flotteur.

Un second axe O', parallèle au premier, porte un cercle denté intérieurement et fixe, de rayon primitif R, et une manivelle O'O'' de rayon R — R'. La soie O'' de cette manivelle reçoit un cercle de rayon primitif R' denté extérieurement et engrenant avec le cercle fixe de rayon R. La mâture du modèle N est prolongée par une longue tringle dans laquelle coulisse un ergot M porté par le petit cercle. La feuille de papier FLKH porte de son côté une tringle normale à FL et dans laquelle coulisse l'axe O''.

[1] De [illegible] mer.

Par suite de ce qui a été démontré plus haut, quand on fera tourner la manivelle O'O'' autour de O', le navire et la feuille de papier prendront chacun

Fig. 10.



leur roulis absolu autour de la direction OO' figurant la verticale absolue, si les rayons R et R' ont été calculés en fonction des quantités données θ.

FIN.

TABLE DES MATIÈRES.

Pages

Statuts v

Liste des membres du Bureau et du Comité d'études ix

Liste des membres de l'Association x

SESSION DE NOVEMBRE 1891.

Deuxième session de l'Association technique maritime 1

De la puissance des chaudières et des causes qui la limitent, par M. DE MAUPEOU D'ABLEIGES 2

De la répartition des températures dans les chaudières à haute pression et des moyens de l'égaliser, par M. J. AUSCHER 41

Étude du système de distribution Marshall, par M. MARBEC 49

Étude sur la résistance des carènes, par M. ALHEILIG 135

Note au sujet de la stabilité sur houle des torpilleurs, par M. C. FERRAND 149

Des proportions à donner au rivetage d'un joint d'égale résistance dans le cas où tous les rivets du joint ont le même diamètre, par M. G. AUROUS 164

Équations d'équilibre d'une membrane de révolution soumise à une pression intérieure p, par M. ALHEILIG 171

Recherche de la loi du mouvement de roulis sur houle, en milieu non résistant, par M. MARBEC 183

PLANCHES.

I. Étude du système de distribution Marshall.

II à XXIV. Étude sur la résistance des carènes.

XXV. Note au sujet de la stabilité sur houle des torpilleurs.

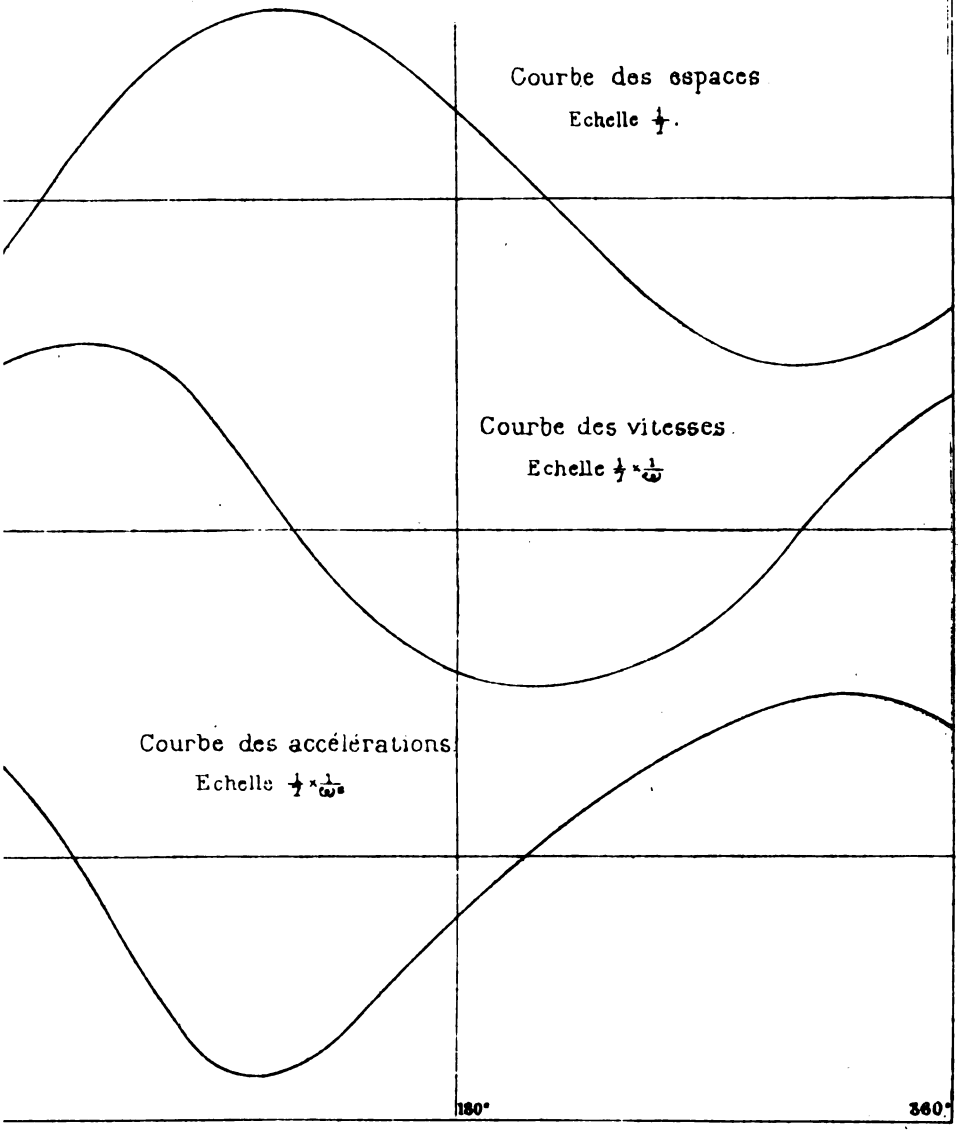
17799 PARIS. — IMPRIMERIE GAUTHIER-VILLARS ET FILS, QUAI DES GRANDS-AUGUSTINS, 55.

LE BRÉSIL

(Messageries Maritimes)

Courbes du tiroir du petit cylindre

APPAREIL MARSHALL

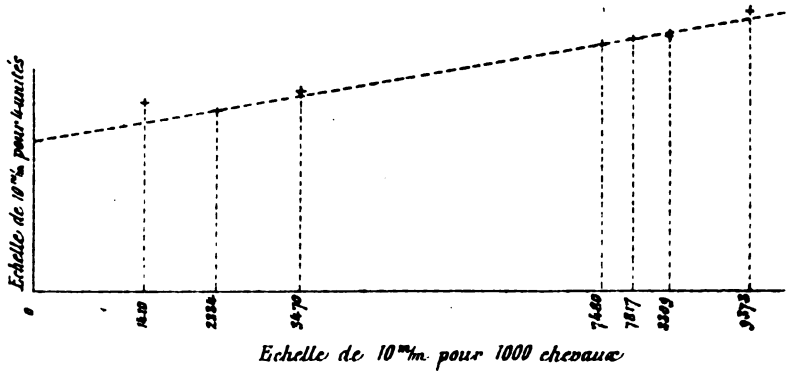


PELAYO

V^n	V	F	$\frac{F}{V^3}$
10.13	5.211	1410	9.364
12.185	6.268	2356	9.478
13.46	6.919	3470	10.476
16.09	8.277	7481	13.153
16.212	8.339	7817	13.480
16.52	8.498	8309	13.539
16.705	8.593	9373	14.772

a - 7874
b - 0.0007141

a et b ont été obtenus par la méthode des M.C. en supprimant l'expérience 1.

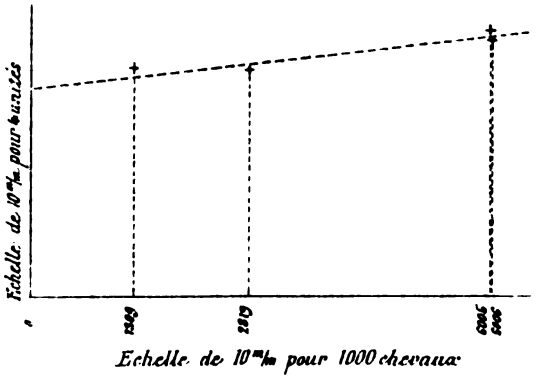


REDOUTABLE

V^n	V	F	$\frac{F}{V^3}$
9.325	4.792	1309.0	11.896
12.089	6.213	2819.0	11.720
14.668	7.545	6005.0	13.981
14.890	7.655	6006.0	13.389

a - 10.990
b - 0.0004357

a et b ont été obtenus par la méthode des moindres carrés en prenant toutes les expériences.



L. Courtier, Paris

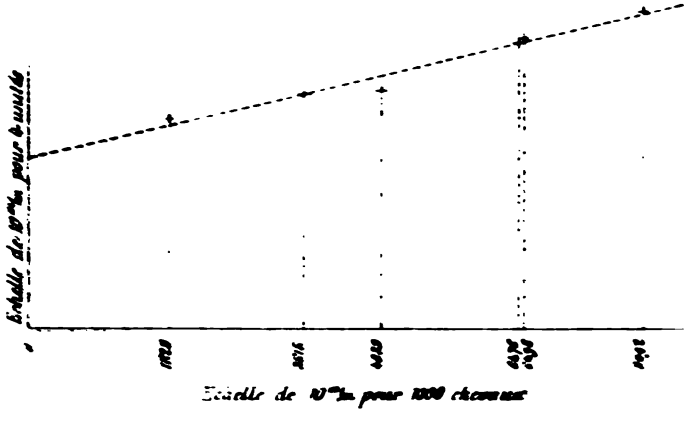
AMIRAL BAUDIN

V^n	V	F	$\frac{F}{V^2}$
10.685	5.496	1829.3	11.019
12.93	6.651	3615.1	12.287
14.12	7.212	4638.6	12.365
14.66	7.541	6475.6	15.160
14.66	7.541	6498.1	15.153
15.22	7.829	8091.7	16.862

a - 8.819

b - 0.0009558

a et b ont été obtenus par la méthode des moindres carrés en prenant toutes les expériences



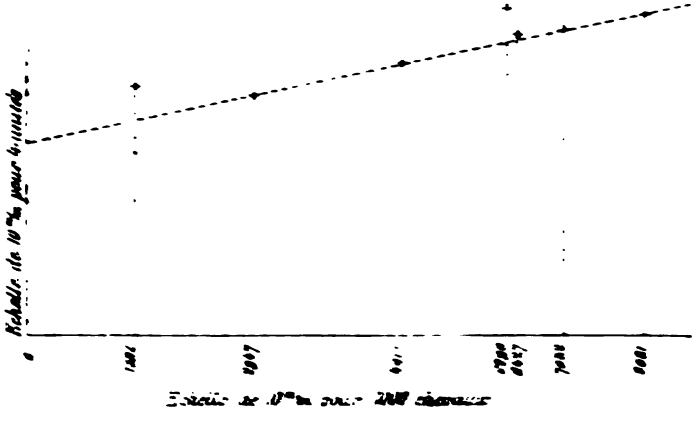
DÉVASTATION

V^n	V	F	$\frac{F}{V^2}$
9.21	4.738	1332	13.087
11.97	6.157	2307	12.626
13.60	8.806	4917	15.369
13.41	7.165	6230	17.172
14.32	7.332	6427	15.312
14.77	7.590	7832	16.632
15.17	7.803	8081	17.389

a - 10.157

b - 0.0009555

a et b ont été calculés par la M. des M.C. en supprimant les expériences I et II

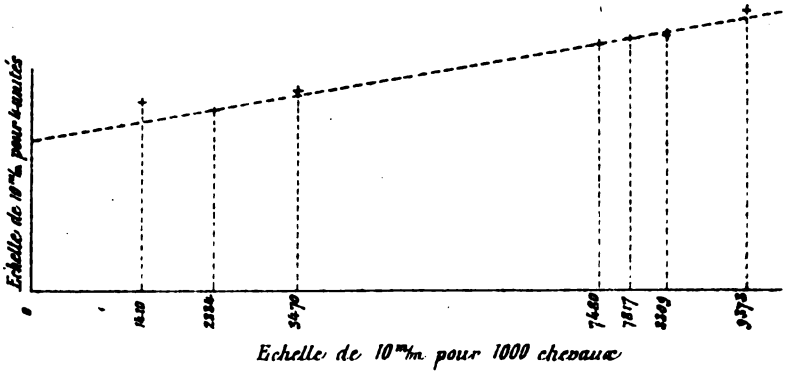


PELAYO

V^n	V	F	$\frac{F}{V^3}$
10.13	5.211	1410	9.964
12.185	6.268	2334	9.478
13.46	6.919	3470	10.916
15.09	8.277	7481	13.153
16.212	8.339	7817	13.460
16.572	8.496	8303	13.539
16.705	8.533	9373	14.772

a - 7874
b - 0.0007141

a et b ont été obtenus par la méthode des M.C. en supprimant l'expérience 1.

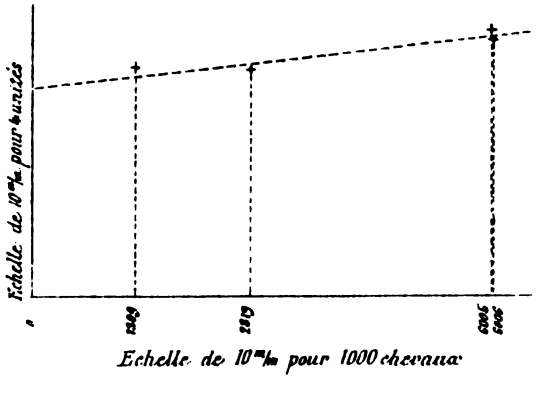


REDOUTABLE

V^n	V	F	$\frac{F}{V^3}$
9.325	4.792	1309.0	11.896
12.083	6.213	2819.0	11.720
14.668	7.545	6005.0	13.981
14.890	7.655	6006.0	13.389

a - 10.990
b - 0.0004357

a et b ont été obtenus par la méthode des moindres carrés en prenant toutes les expériences.



L. Courtier, Paris

HOCHE

V^2	V	F	$\frac{F}{V^2}$
16 7[illegible]	8 [illegible]	7762 [illegible]	18 2[illegible]
11 [illegible]	8 [illegible]	2669 [illegible]	18 2[illegible]
11 197	8 068	3886 [illegible]	18 [illegible]
12 789	8 578	5551 [illegible]	18 [illegible]
17 [illegible]	8 802	6720 [illegible]	18 [illegible]
15 126	7 780	7911 0	18 799
16 874	8 086	10808 [illegible]	20 236
15 [illegible]	8 189	10810 9	19 697

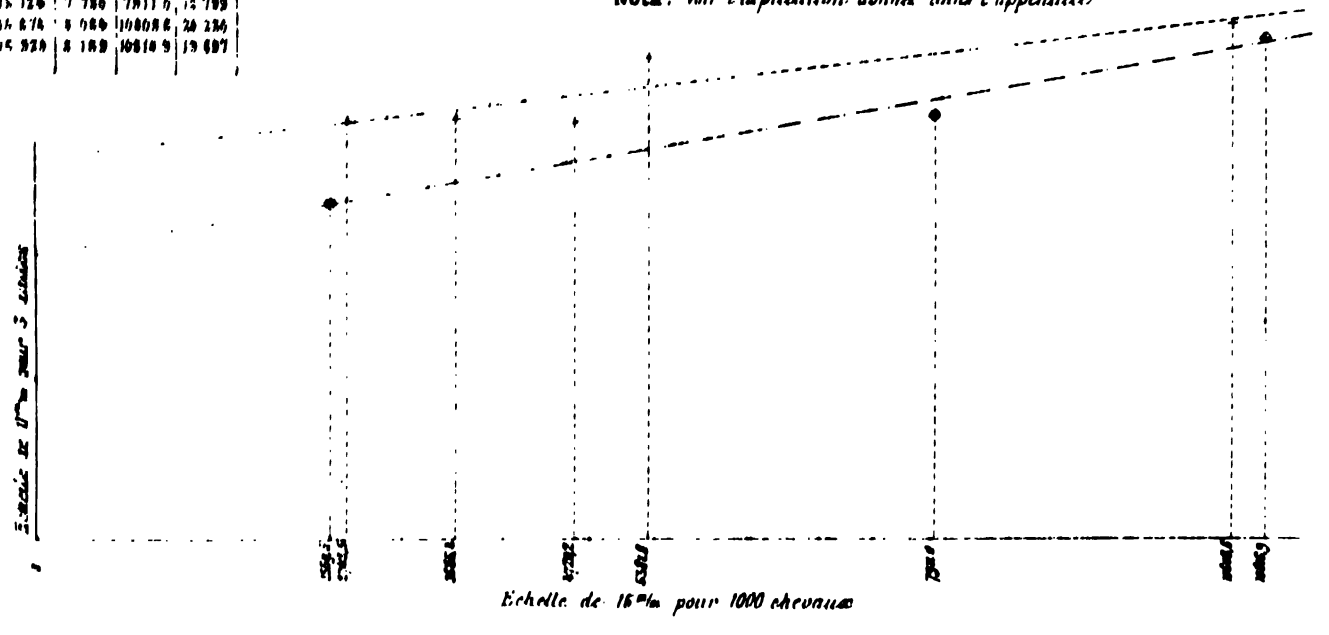
a - 17 169
b - 0 0007637

a et b ont été calculés par la M. des M C en prenant seulement les expériences 2, 6 et 8

a' 14 769
b' 0 0005315

a' et b' ont été calculés par la M. des M. C en prenant les expériences 1, 3, 4, 5, 7.

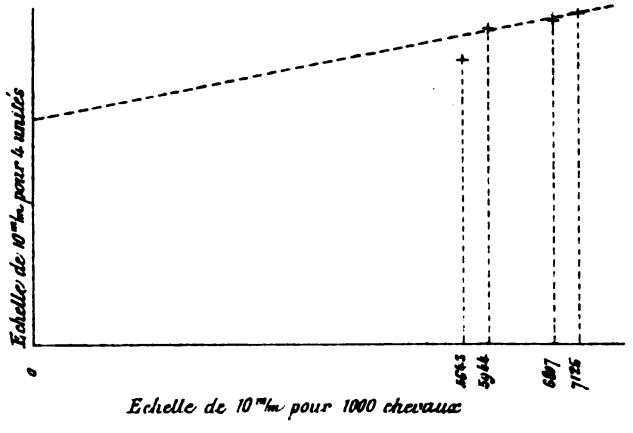
Nota. *Voir l'explication donnée dans l'appendice*



AMIRAL DUPERRÉ

V^n	V	F	$\frac{F}{V^3}$
13.767	7.082	5364.0	15.734
14.047	7.226	5642.9	14.956
14.215	7.348	6807.4	17.193
14.325	7.369	7125.5	17.807

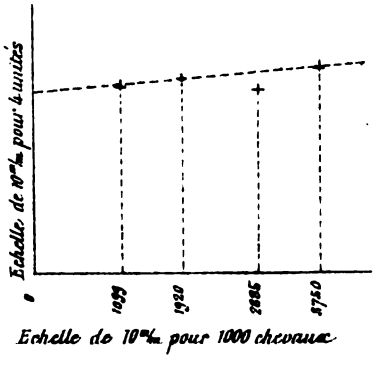
a - 11.751 a et b ont été calculés par la méthode des
b - 0.0008292 . M.C. en supprimant l'expérience 2 .



OCÉAN

V^n	V	F	$\frac{F}{V^3}$
9.355	4.812	1099	9.863
11.125	5.723	1920	10.243
12.960	6.667	2895	9.735
13.635	7.014	3743	10.847

a - 9.494 a et b ont été obtenus par la M des M.C.
b - 0.0003654 en supprimant l'expérience 3



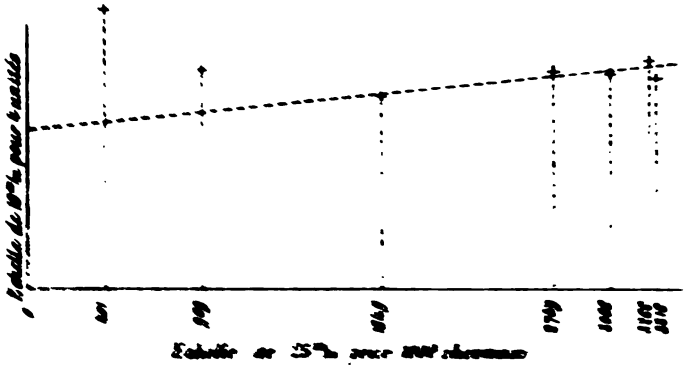
L. Courtier, Paris.

HÉROINE

V^n	V	F	$\frac{F}{V^2}$
5.88	3 016	401 3	19 657
8 88	4 311	909.1	11 347
11 08	5 696	1866.6	10 068
12.11	6 226	2788.5	11 416
12.588	6.460	3268.8	12 116
13 576	6.468	3065.6	11.330
13 010	6 692	3318 8	11.073

a-8.323 *a et b ont été obtenus par la M. des M.C. en*

b-0.0010088 *supprimant les expériences 1 et 2.*

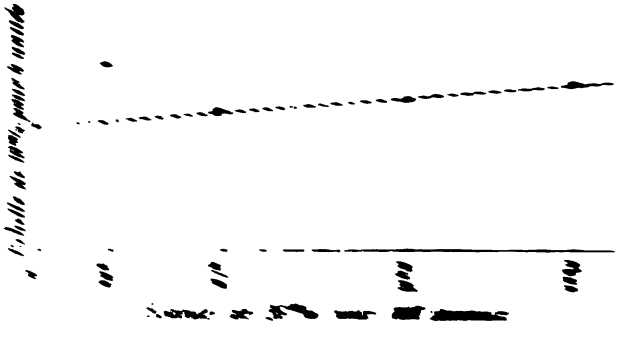


FLANDRE

V^n	V	F	$\frac{F}{V^2}$
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]

a-[illegible] *a et b ont été obtenus par la M. des M.C.*

b-[illegible] *en supprimant l'expérience 1*

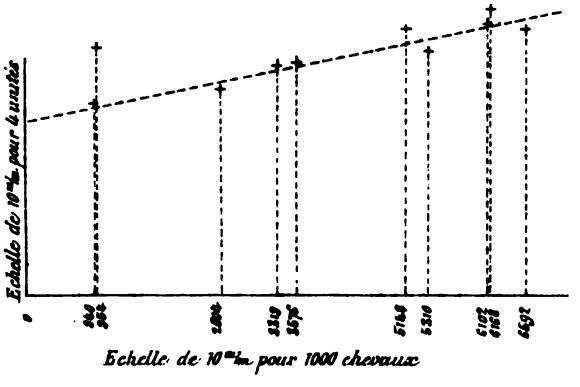


TERRIBLE

V^2	V	F	$\frac{F}{V^3}$
8.181	4.198	354	12.896
8.860	4.658	940	9.927
12.1875	6.269	2604	10.569
12.6775	6.522	3319	11.964
13.335	6.654	3576	12.138
13.930	7.166	5148	13.990
14.465	7.461	6168	14.911
14.507	7.462	5310	12.780
14.670	7.546	6102	14.201
15.119	7.771	6592	14.015

$a = 8.938$ — *a et b ont été obtenus par la M. des M.C.*

$b = 0.0008566$ — *en supprimant l'expérience 1.*



REQUIN

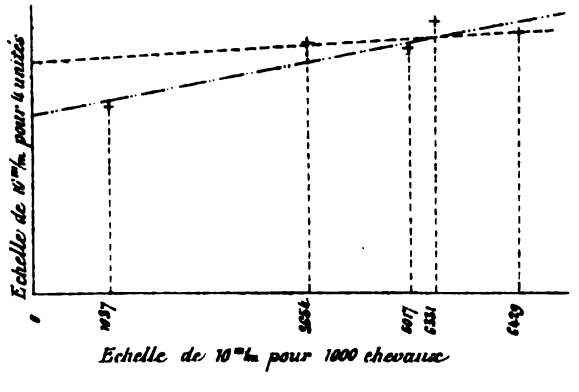
V^2	V	F	$\frac{F}{V^3}$
9.22	4.793	1037.1	9.720
12.66	6.512	3653.8	13.231
13.387	7.195	5381.2	14.313
14.22	7.315	5017.0	12.817
15.04	7.737	6429.5	13.882

$a = 12.075$ — *a et b ont été obtenus par la M des M.C.*

$b = 0.0002908$ — *en supprimant l'expérience 1.*

$a' = 9.381$ — *a' et b' ont été obtenus par la M des M.C.*

$b' = 0.0007946$ — *en prenant toutes les expériences.*



L. Courtier, Paris.

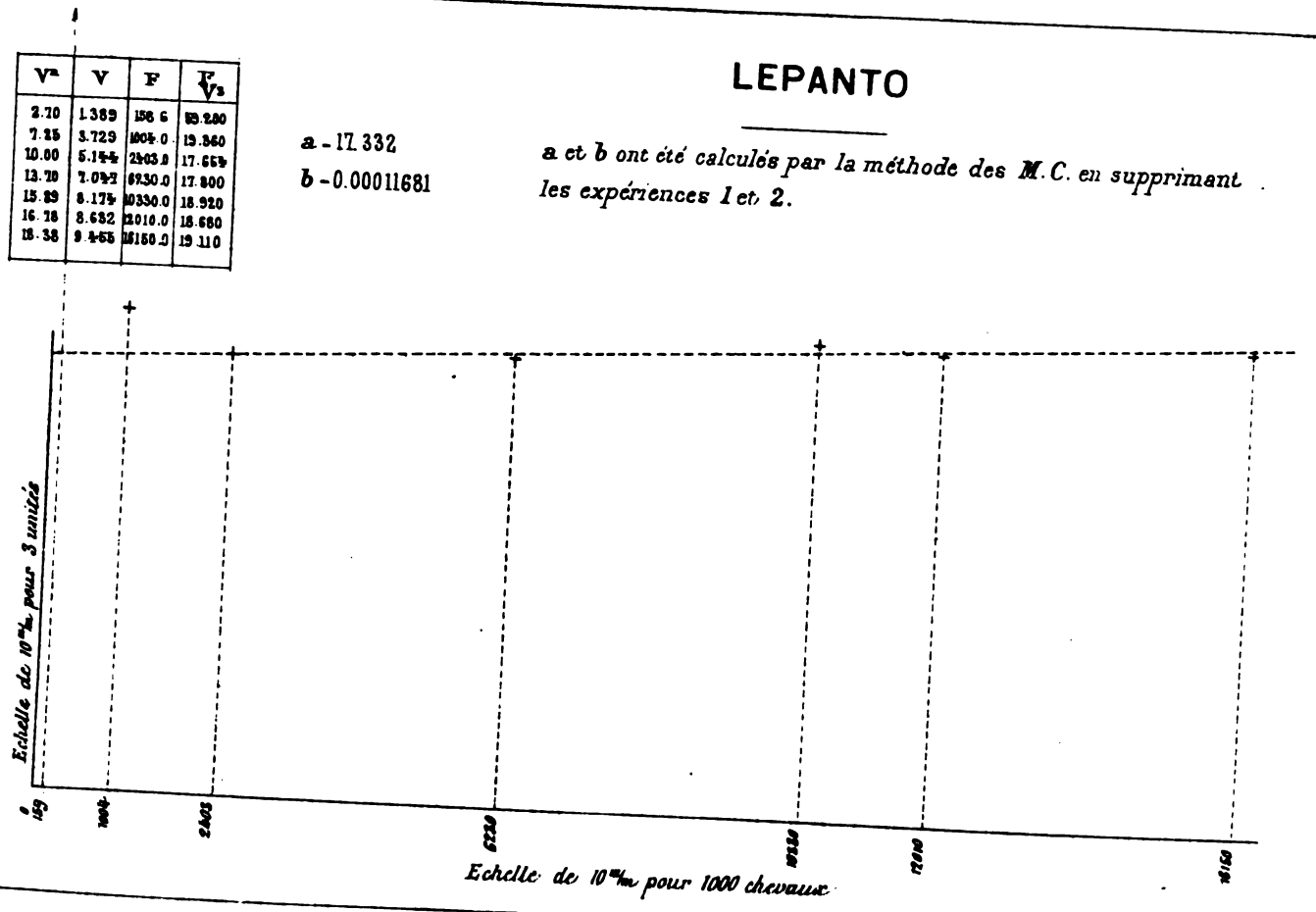
LEPANTO

V^2	V	F	$\frac{F}{V^3}$
2.70	1.389	158.6	59.200
7.25	3.729	1004.0	19.360
10.00	5.144	2403.0	17.654
13.70	7.047	6230.0	17.800
15.89	8.174	10330.0	18.920
16.78	8.632	12010.0	18.680
18.38	9.455	16150.0	19.110

a - 17.332

b - 0.00011681

a et b ont été calculés par la méthode des M.C. en supprimant les expériences 1 et 2.



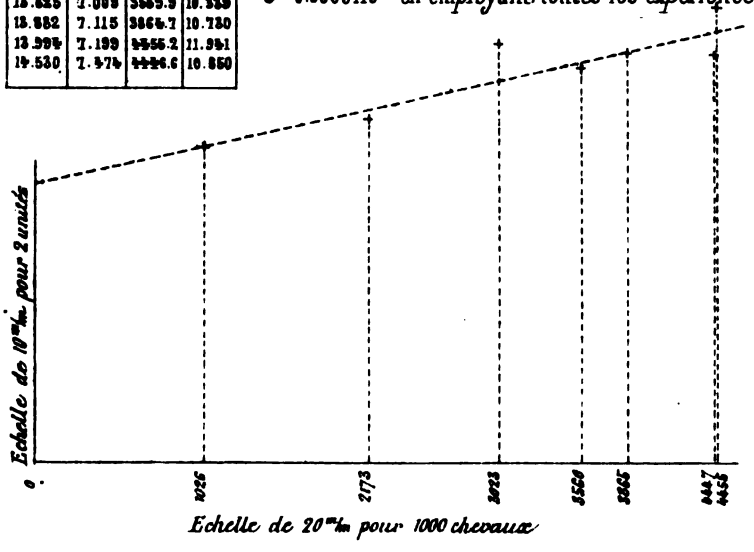
L. Courtier, Paris.

BAYARD

V^2	V	F	$\frac{F}{V^3}$
9.730	5.005	1026.1	8.184
12.128	6.239	2173.3	8.949
12.644	6.504	3022.9	10.987
13.625	7.009	3559.9	10.339
13.882	7.115	3864.7	10.730
13.994	7.199	4455.2	11.941
14.530	7.474	4446.6	10.850

a - 7.318 *a et b ont été obtenus par la M. des M. C.*

b - 0.0009116 *en employant toutes les expériences.*

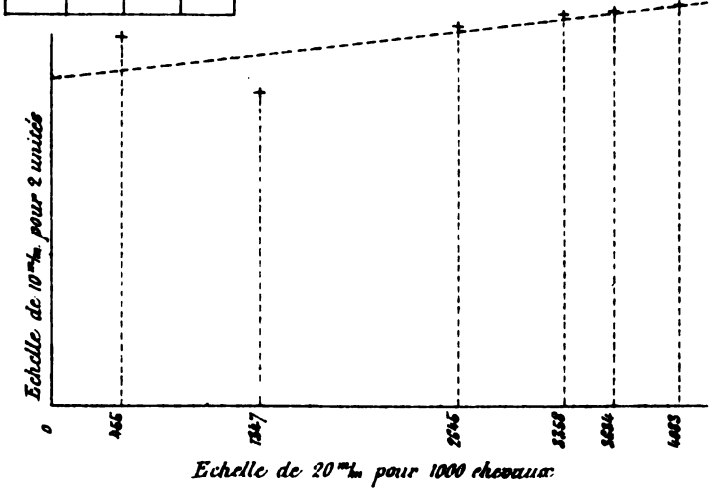


TURENNE

V^2	V	F	$\frac{F}{V^3}$
7.03	3.616	454.6	9.615
10.84	5.473	1346.5	8.214
12.52	8.440	2645.4	9.905
13.39	6.888	3358.1	10.276
13.89	7.042	3634.3	10.407
14.15	7.219	4083.1	10.587

a - 8.660 *a et b ont été obtenus par la M des M. C.*

b - 0.0004539 *en prenant toutes les expériences*



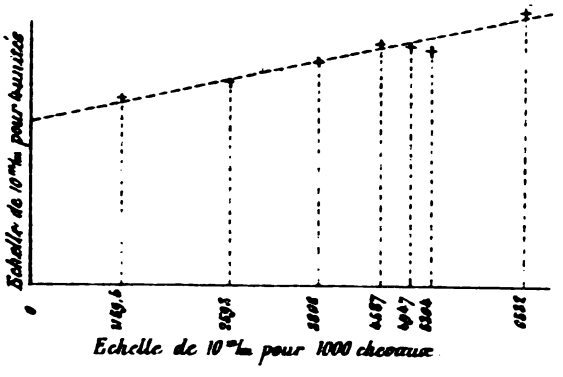
L. Courtier, Paris.

INDOMPTABLE

V^n	V	F	$\frac{F}{V^3}$
9.517	4.896	1150.5	9.880
12.164	6.226	2592.8	10.763
13.317	6.852	3808.2	11.838
13.760	7.078	4567.2	12.936
14.1785	7.263	4947.3	12.913
14.4755	7.440	5304.4	12.833
14.808	7.618	6531.7	14.774

a - 8.615 *a et b ont été obtenus par la M. des M. C. en*

b 0.0008852 *prenant toutes les expériences*

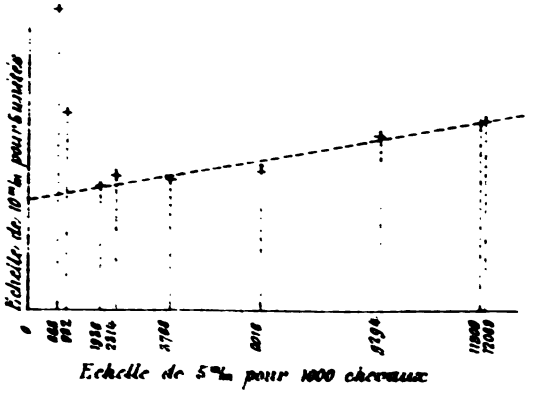


TAGE

V^n	V	F	$\frac{F}{V^3}$
6.32	3.251	668	19.441
8.29	4.264	982	12.667
12.12	6.235	1936	7.987
12.54	6.451	2314	8.619
14.79	7.608	3768	8.557
16.95	8.719	6016	9.076
18.07	9.295	9294	11.573
19.085	9.817	12069	12.755
19.092	9.821	11909	12.572

a - 7.029 *a et b ont été obtenus par la M. des M. en*

b - 0.00046375 *supprimant les expériences 1 et 2.*

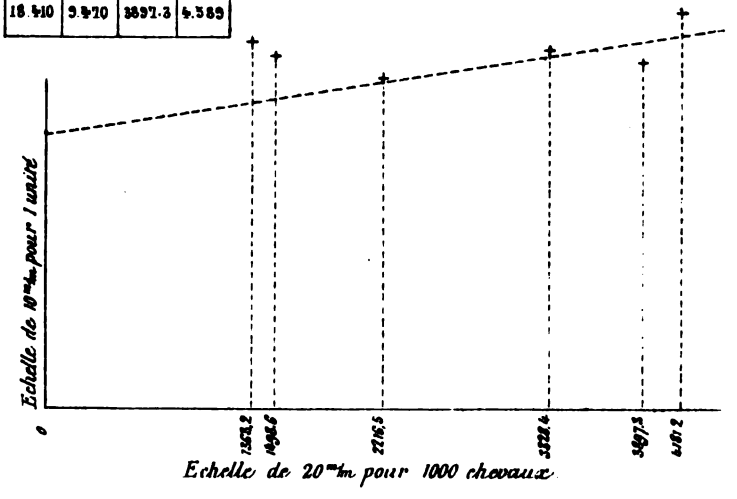


L. Courtier, Paris.

MILAN (1ers essais)

V^n	V	F	$\frac{F}{V^3}$
12.731	6.549	1363.2	4.853
13.380	6.883	1498.6	4.596
15.501	7.974	2216.5	4.372
17.270	8.884	3328.4	4.747
18.060	9.290	4161.2	5.215
18.410	9.470	3897.3	4.589

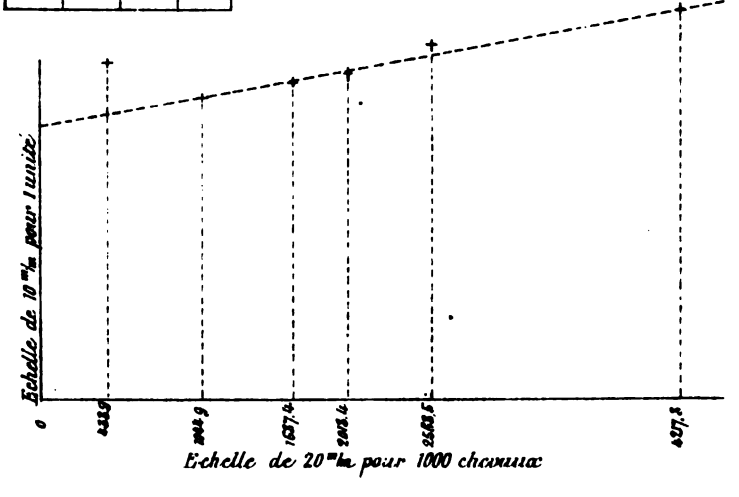
a -3.631 *a et b ont été obtenus par la M. des M.C. en*
b -0.0003230 *supprimant les expériences 1 et 2.*



MILAN (2èmes essais)

V^n	V	F	$\frac{F}{V^3}$
8.96	4.619	433.9	4.403
12.447	6.403	1044.9	3.980
14.246	7.328	1637.4	4.161
15.093	7.764	2013.4	4.302
15.893	8.175	2583.5	4.692
18.176	9.350	4217.3	5.159

a -3.576 *a et b ont été obtenus par la méthode des*
b -0 0003847 *moindres carrés en supprimant l'expérience 1*



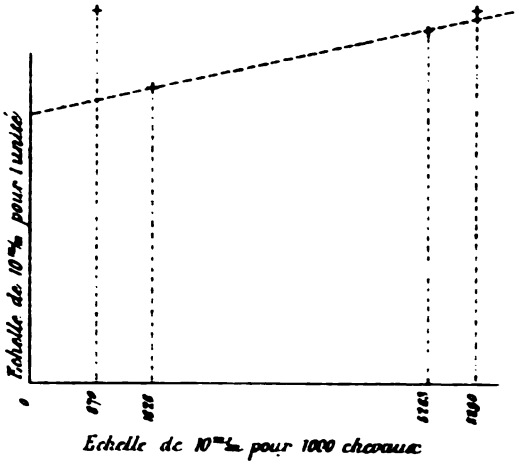
L. Courtier, Paris.

FORBIN

V^n	V	F	$\frac{F}{V^3}$
10 880	5.597	870.3	4 964
14 507	7.462	1625.9	3 912
20 244	10 414	5262.7	4 660
20 638	10.616	5890.2	4 924

a-3 525
b-0.0002264

a et b ont été obtenus par la méthode des moindres carrés en supprimant l'expérience 1.

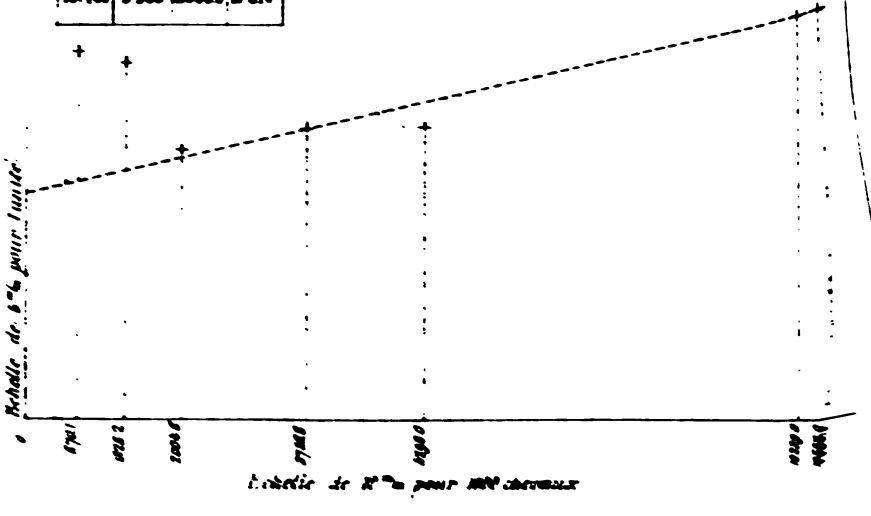


CÉCILLE

V^n	V	F	$\frac{F}{V^3}$
8.087	4.119	670 1	9 590
10.181	5 227	1325.2	9 281
12 704	6.576	2004.6	7.040
15.330	7 886	3736 8	7 620
17.214	8.860	5238.0	7.618
19.172	9 862	10339.0	10 672
19.436	9 998	10658.0	10 810

a-5 800
b-0.0004640

a et b ont été obtenus par la méthode des moindres carrés en supprimant les expériences 1 et 2

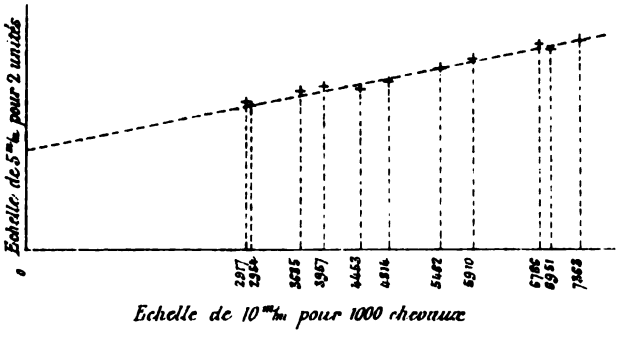


TOURVILLE

V^2	V	F	$\frac{F}{V^3}$
14.00	7.202	2917.3	7.809
14.20	7.304	2954.1	7.581
14.685	7.554	3634.9	8.433
14.95	7.690	3957.4	8.702
15.746	8.100	4453.1	8.379
15.82	8.138	4814.3	8.933
16.08	8.272	5462.0	9.650
16.27	8.369	5910.2	10.088
16.524	8.500	6786.2	11.050
16.844	8.665	6950.5	10.683
16.898	8.692	7363.3	11.213

a - 5.329 *a et b ont été obtenus par la M. des M. C. en*

b - 0.0007951 *prenant toutes les expériences*



DUQUESNE

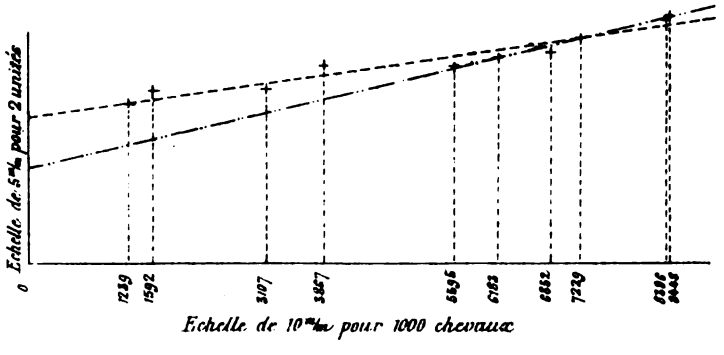
V^2	V	F	$\frac{F}{V^3}$
10.254	5.275	1238.5	8.438
10.759	5.534	1591.9	9.393
13.564	6.977	3106.5	9.147
13.978	7.189	3867.10	10.408
15.795	8.125	5594.6	10.430
16.102	8.283	6183.4	10.881
16.462	8.468	7228.8	11.905
16.520	8.498	6851.8	11.165
16.820	8.652	8447.5	13.043
16.870	8.678	8386.0	12.832

a - 7.874 *a et b ont été obtenus par la M. des M. C.*

b - 0.0005506 *en employant toutes les expériences*

a' - 5.200 *a' et b' ont été obtenus par la M. des M. C.*

b' - 0.0009149 *en supprimant les expériences 1.2.3.4.*

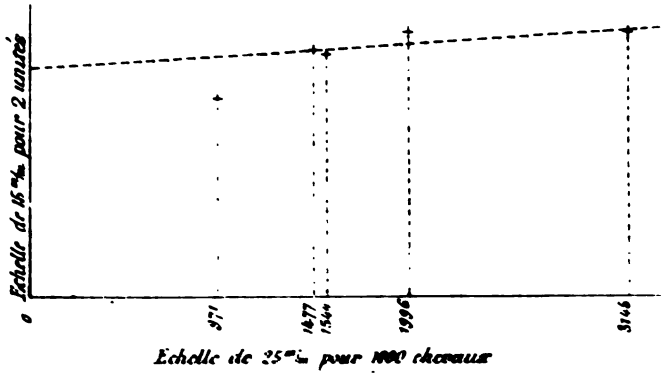


FAUCON (Hélice N° 1)

V^n	V	F	$\frac{F}{V^3}$
12.825	6 597	970 8	3 381
13.652	7.023	1476 6	4.264
13 891	7 146	1543.5	4.231
14 723	7 574	1996 0	4 594
17 084	8.788	3145.3	4.634

a - 3 962 *a et b ont été obtenus par la M. des M.C en*

b - 0.0002297 *supprimant l'expérience 1.*

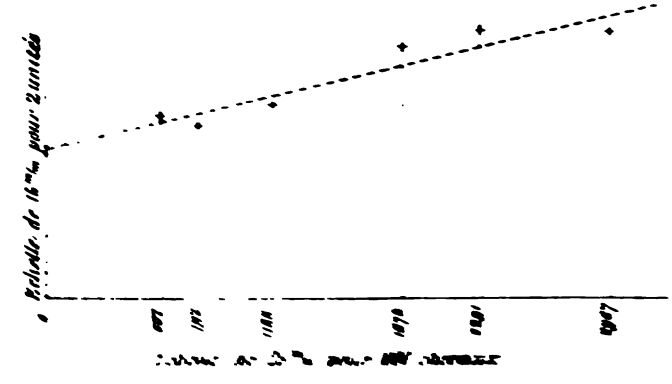


FAUCON (Hélice N° 2)

V^n	V	F	$\frac{F}{V^3}$
11 24	5 782	682.1	3 115
12 463	6 407	791 8	3 011
13 60	7 016	1138.2	3 440
14 64	7 531	1875.1	4.390
15 33	7 886	2290.8	4 672
16 725	8 603	2967 2	4 660

a - 2.582 *a et b ont été obtenus par la M des M.C*

b - 0 0008023 *en prenant toutes les expériences*

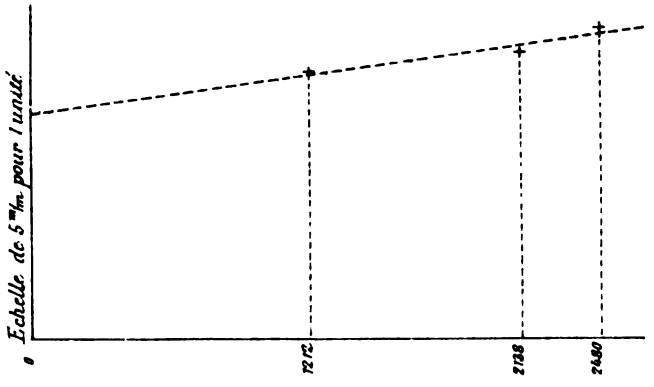


ANNAMITE

V^2	V	F	$\frac{F}{V^2}$
10.855	5.584	1212.1	6.961
12.842	6.606	2138.3	7.417
13.060	6.718	2473.9	8.179

a - 5.843 *a et b ont été calculés par la M. des M.C.*

b - 0.0008625 *en prenant toutes les expériences.*



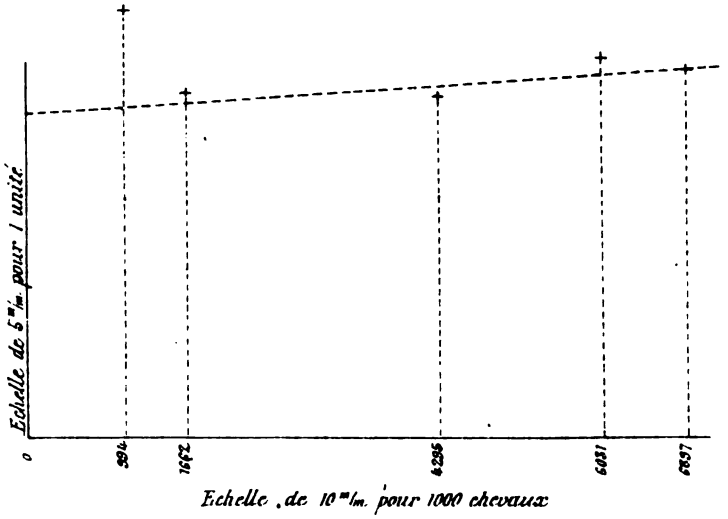
Echelle de 30 m/m pour 1000 chevaux

NORMANDIE

V^2	V	F	$\frac{F}{V^2}$
8.621	4.535	994.3	11.398
11.020	5.669	1661.8	9.121
15.168	7.802	4295.0	9.044
16.383	8.427	6030.7	10.077
17.275	8.886	6897.0	9.830

a - 8.683 *a et b ont été obtenus par la M. des M.C.*

b - 0.00017682 *en supprimant l'expérience 1.*



Echelle de 10 m/m pour 1000 chevaux

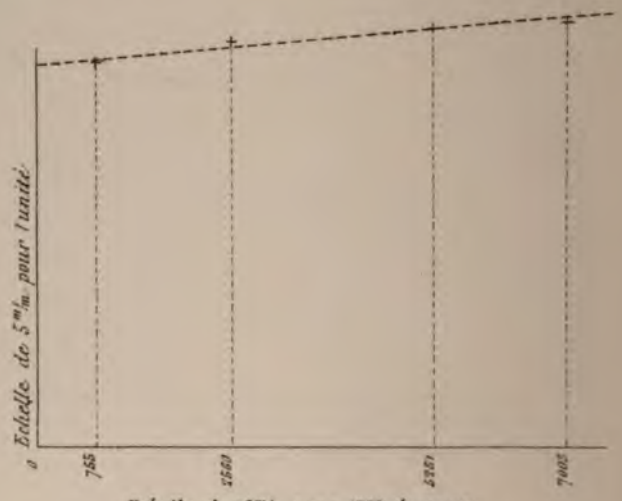
L. Courtier, Paris.

IRIS (Hélice N° 1)

V^n	V	F	$\frac{F}{V^3}$
8.187	4.211	765	10.106
12.064	6.206	2560	10.712
15.123	7.779	5251	11.154
16.577	8.527	7003	11.295

a - 10.092 *a et b ont été obtenus par la M. des M.C.*

b - 0.0001862 *en prenant toutes les expériences.*



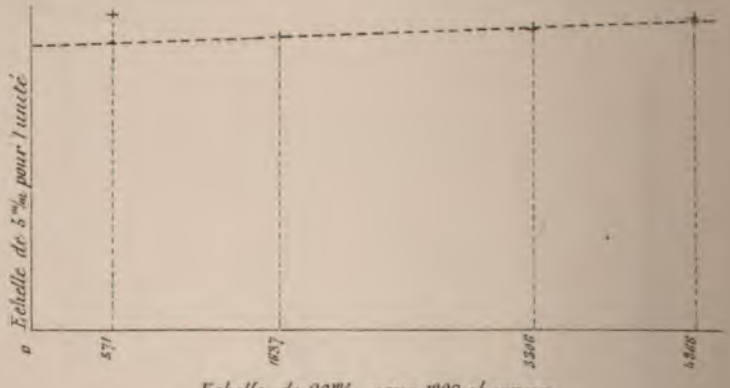
Echelle de 10mm pour 1000 chevaux

IRIS (Hélice N° 2)

V^n	V	F	$\frac{F}{V^3}$
7.95	4.089	571	8.348
11.58	5.957	1637	7.745
14.517	7.468	3306	7.933
15.726	8.089	4368	8.251

a - 7.422 *a et b ont été calculés par la M. des M.C.*

b - 0.0001791 *en supprimant l'expérience I.*



Echelle de 20mm pour 1000 chevaux

L. Courtier, Paris.

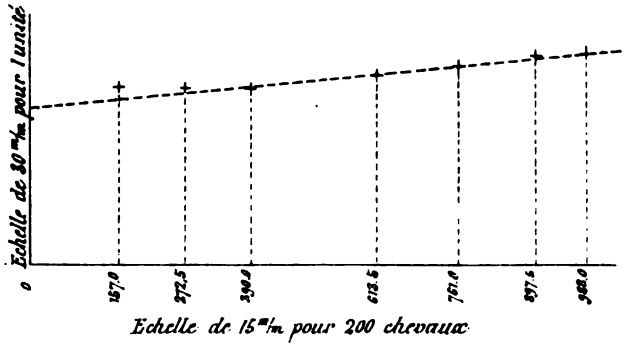
AUDACIEUX (2me Hélice)

V^2	V	F	$\frac{F}{V^2}$
11.36	5.844	157.0	0.7886
13.72	7.058	272.5	0.7752
15.96	7.953	390.0	0.7754
17.41	8.356	613.5	0.8397
18.54	9.537	761.0	0.8773
19.18	9.866	897.5	0.9376
19.76	10.165	988.0	0.9408

a et *b* ont été obtenus par la *M. des M.C.* en supprimant l'expérience *1*.

a - 0.6881

b - 0.0002573



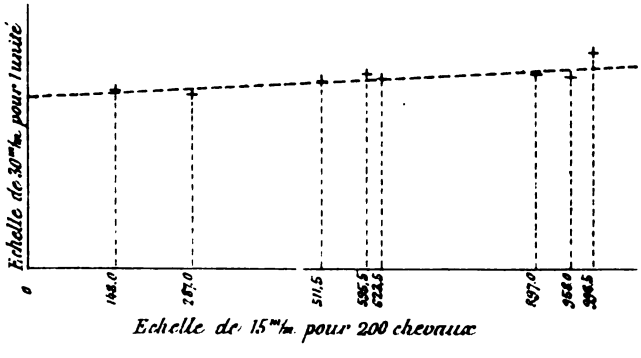
AUDACIEUX (3me Hélice)

V^2	V	F	$\frac{F}{V^2}$
11.17	5.734	148.0	0.7623
14.12	7.263	287.0	0.7490
16.69	8.554	511.5	0.8230
17.24	8.868	595.5	0.8538
17.385	9.056	623.5	0.8424
19.785	10.167	897.0	0.8535
19.82	10.195	998.5	0.9422
20.295	10.440	958.0	0.8420

a - 0.7415

b - 0.0001506

a et *b* ont été obtenus par la *M. des M.C.* en prenant toutes les expériences



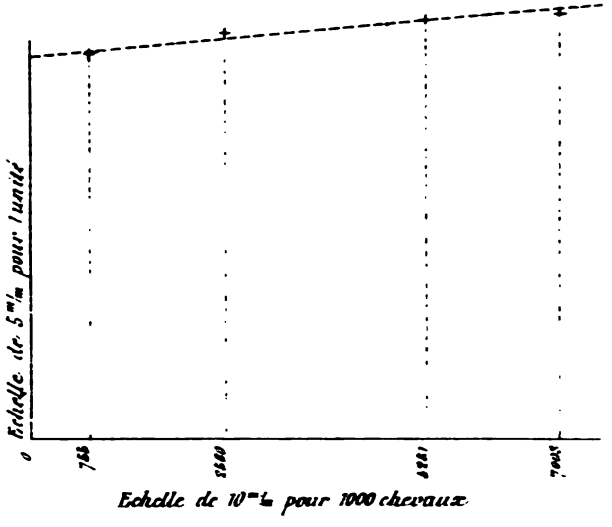
L. Courtier, Paris.

IRIS (Hélice N° 1)

V^m	V	F	$\frac{F}{V^2}$
8.187	4.211	765	10.106
12.064	6.206	2560	10.712
15.123	7.779	5251	11.156
16.577	8.527	7003	11.296

a - 10.092 *a et b ont été obtenus par la M. des M.C.*

b - 0.0001862 *en prenant toutes les expériences*

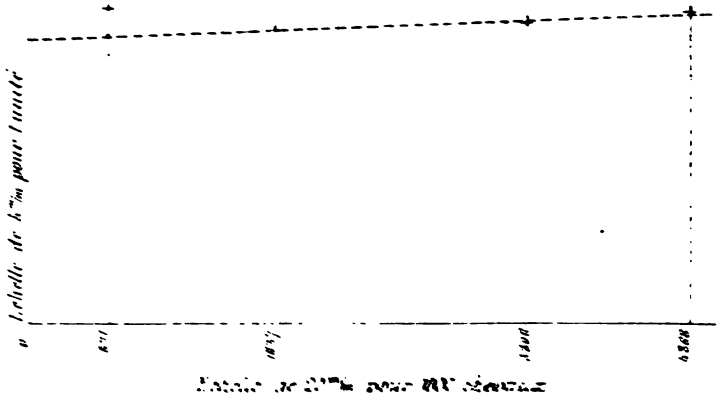


IRIS (Hélice N° 2)

V^m	V	F	$\frac{F}{V^2}$
7.95	4.089	571	8.340
11.98	5.957	1637	7.745
14.317	7.468	3306	7.939
15.726	8.089	4368	8.251

a - 7.422 *a et b ont été calculés par la M. des M.C.*

b - 0.0001781 *en supprimant l'expérience 1.*

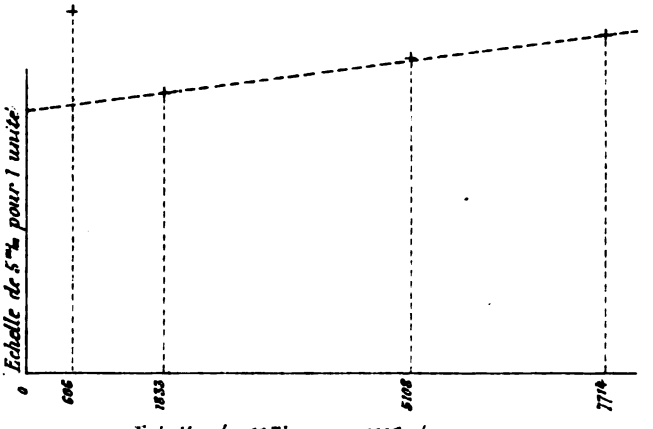


IRIS (Hélice N° 3)

V^n	V	F	$\frac{F}{V^2}$
7.797	4.011	606	9.393
12.279	6.316	1833	7.292
16.564	8.521	5108	8.257
18.573	9.554	7714	8.646

a-6.835 *a et b ont été calculés par la M. des M.C.*

b-0.0002655 *en supprimant l'expérience 1.*



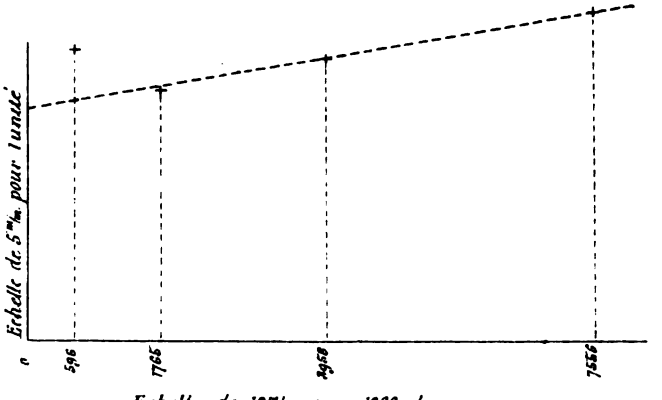
Echelle de 10mm pour 1000 chevaux

IRIS (Hélice N° 4)

V^n	V	F	$\frac{F}{V^2}$
8.321	4.280	596	7.600
12.475	6.417	1765	6.679
15.746	8.100	3958	7.449
18.587	9.561	7556	8.645

a-6.0914 *a et b ont été calculés par la M. des M.C.*

b-0.0003388 *en supprimant l'expérience 1.*



Echelle de 10mm pour 1000 chevaux

L. Courtier, Paris.

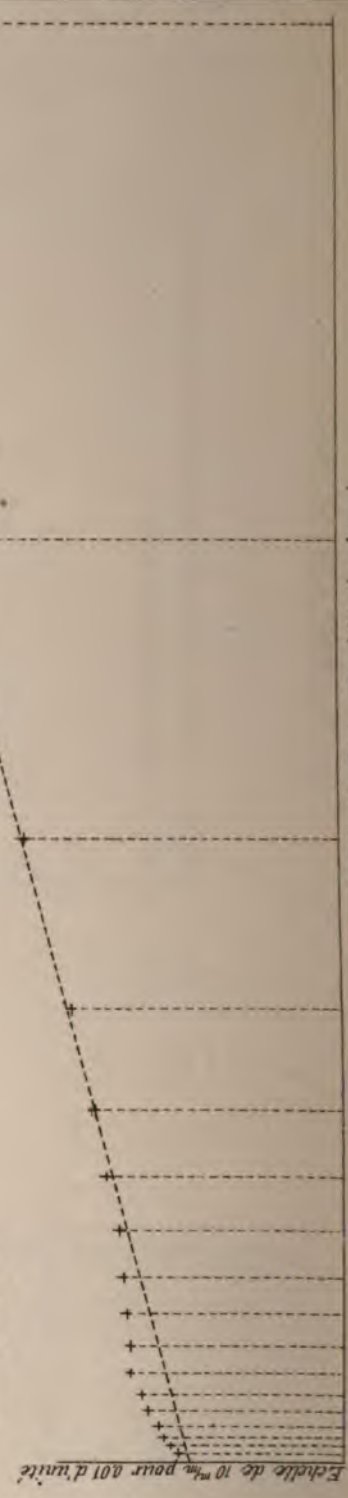
TERRIBLE (Modèle)

a_1 et b_1 ont été obtenus par la M. des M. C. en employant les 7 dernières expériences.

a_1 = 0.020353

b_1 = 0.065556

V	F	$\frac{F}{V^2}$
0.6	0.00482	0.02141
0.7	0.00765	0.02230
0.8	0.01202	0.02346
0.9	0.01710	0.02428
1.0	0.02358	0.02358
1.1	0.03062	0.02615
1.2	0.04722	0.02732
1.3	0.06119	0.02812
1.4	0.07842	0.02853
1.5	0.09672	0.02865
1.6	0.12021	0.02935
1.7	0.14955	0.03043
1.8	0.18530	0.03188
1.9	0.23875	0.03481
2.0	0.32787	0.04098
2.1	0.44680	0.05125
2.2	0.57740	0.07113



L. Courtier, Paris.

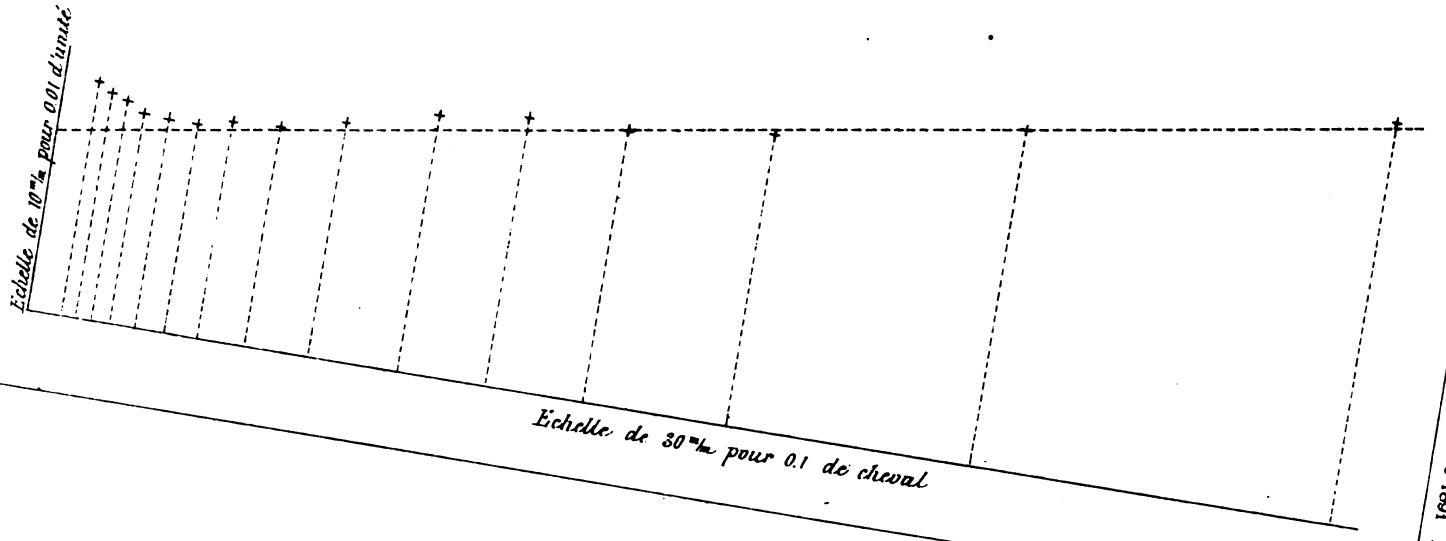
BAYARD (Modèle)

a_1 - 0.024330

b_1 - 0.05139

a_1 et b_1 ont été calculés par la M. des M. C. en employant les 9 dernières expériences.

		V^3
0.8	0.01600	0.03125
0.9	0.02184	0.02996
1.0	0.02907	0.02917
1.1	0.03770	0.02832
1.2	0.04819	0.02789
1.3	0.06119	0.02755
1.4	0.07747	0.02833
1.5	0.09860	0.02915
1.6	0.12757	0.03115
1.7	0.16615	0.03382
1.8	0.20496	0.03614
1.9	0.24970	0.03641
2.0	0.31360	0.03920
2.1	0.42224	0.04559
2.2	0.58227	0.05468



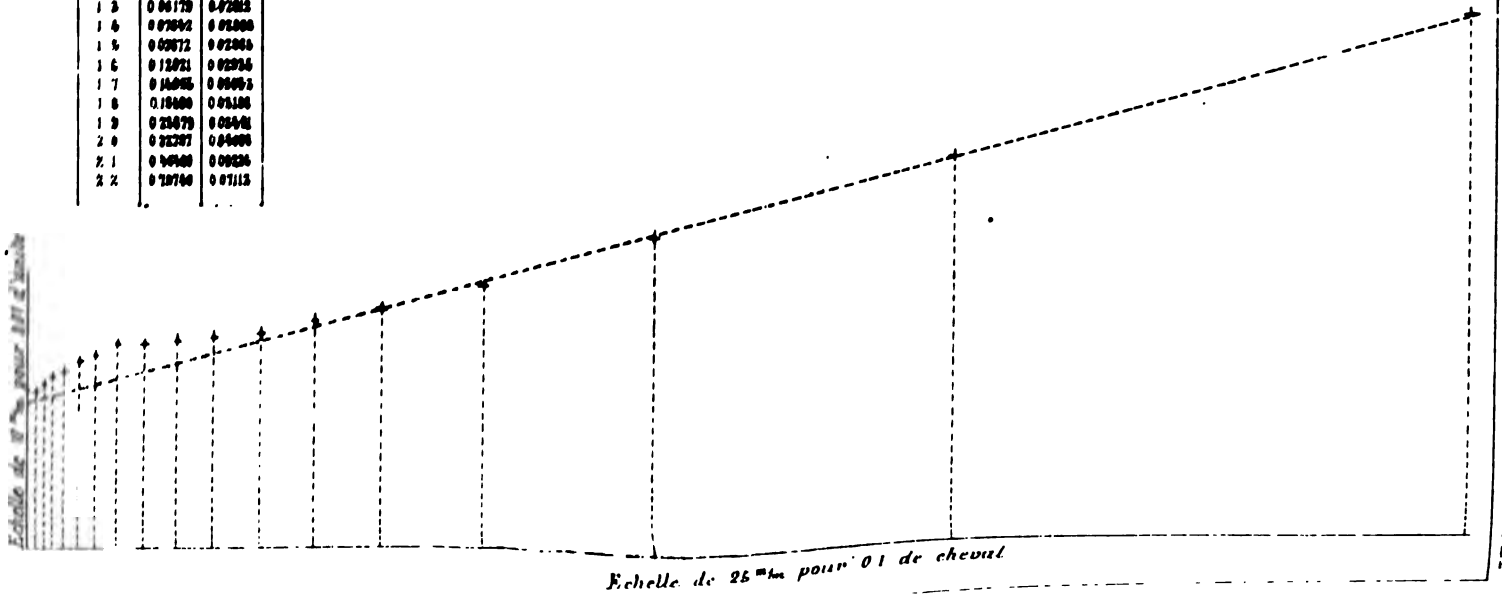
L. Courtier, Paris.

TERRIBLE (Modèle)

a_1 - 0 020353 a_1 et b_1 ont été obtenus par la M. des M. C. en employant les

b_1 - 0 065556 7 dernières expériences

V	Y	$\frac{Y}{V^2}$
0 6	[illegible]	0 02141
0 7	0 00785	0 02230
0 8	0 01202	0 02346
0 9	0 01770	0 02426
1 0	0 02546	0 02565
1 1	0 03466	0 02629
1 2	0 04722	0 02732
1 3	0 06179	0 02812
1 4	0 07842	0 02888
1 5	0 09672	0 02866
1 6	0 12021	0 02936
1 7	0 14945	0 03053
1 8	0 18400	0 03186
1 9	0 23679	0 03461
2 0	0 32287	0 04000
2 1	0 46460	0 09226
2 2	0 70740	0 07113



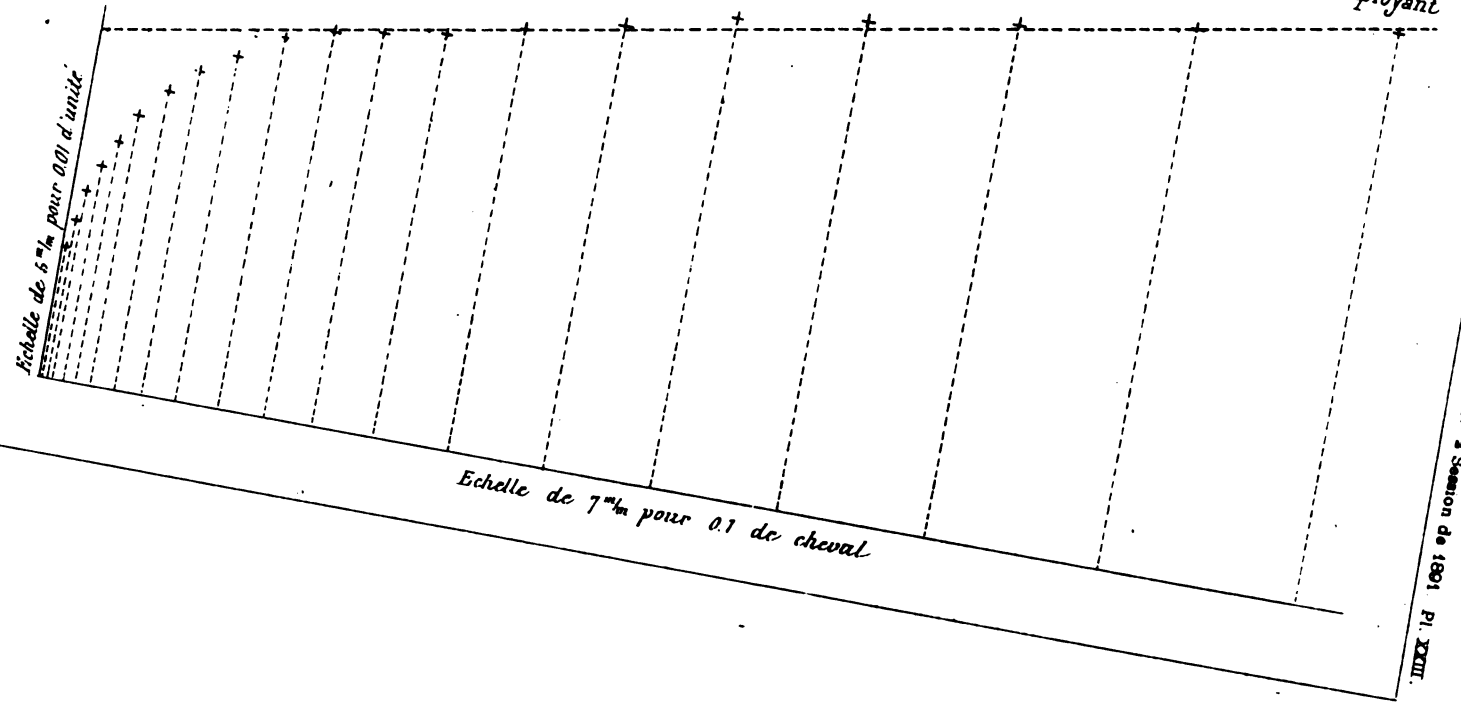
MILAN (Modèle)

$a_1 = 0.009434$

$b_1 = 0.02567$

a_1 et b_1 ont été calculés par la méthode des M. C. en employant les 10 dernières expériences.

0.7	0.00146	0.00362	1.6	0.04267	0.01042
0.8	0.00261	0.00487	1.7	0.05245	0.01068
0.9	0.00424	0.00610	1.8	0.06401	0.01098
1.0	0.00653	0.00682	1.9	0.07823	0.01140
1.1	0.00977	0.00653	2.0	0.09621	0.01203
1.2	0.01411	0.00734	2.1	0.11692	0.01262
1.3	0.01939	0.00817	2.2	0.14092	0.01323
1.4	0.02538	0.00883	2.3	0.16900	0.01389
1.5	0.03372	0.00946	2.4	0.20205	0.01462
		0.00999	2.5	0.23987	0.01535



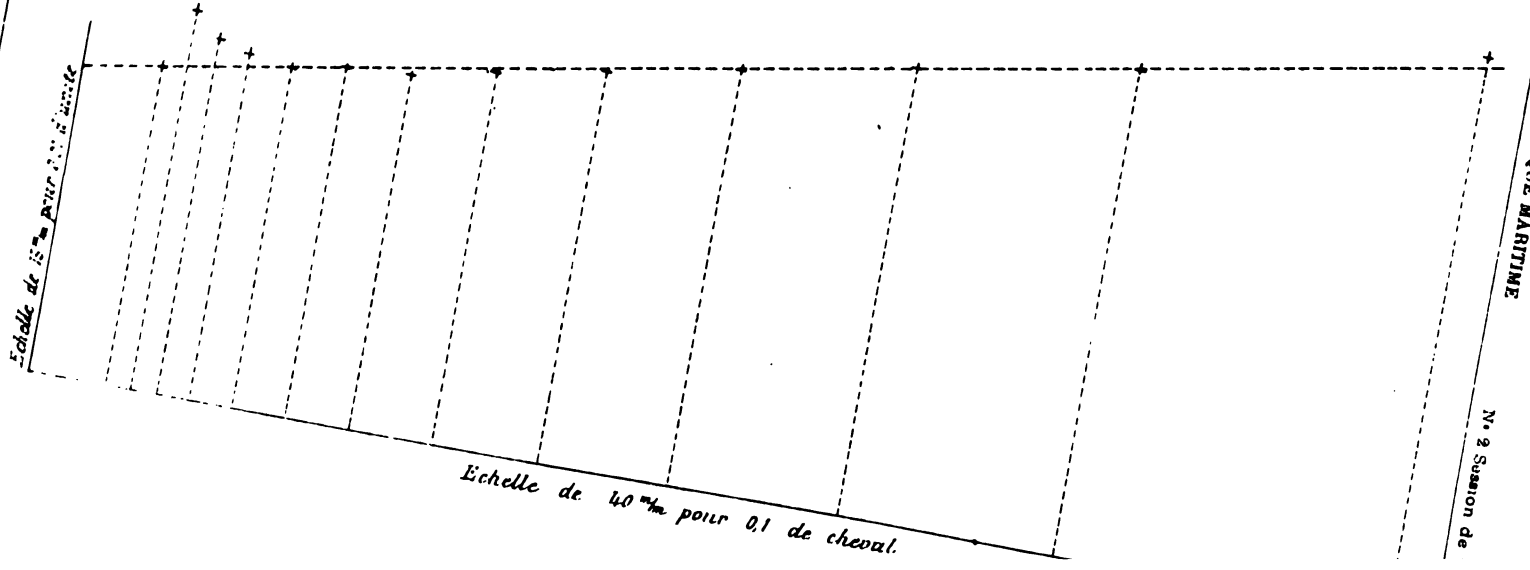
L. Courtier, Paris.

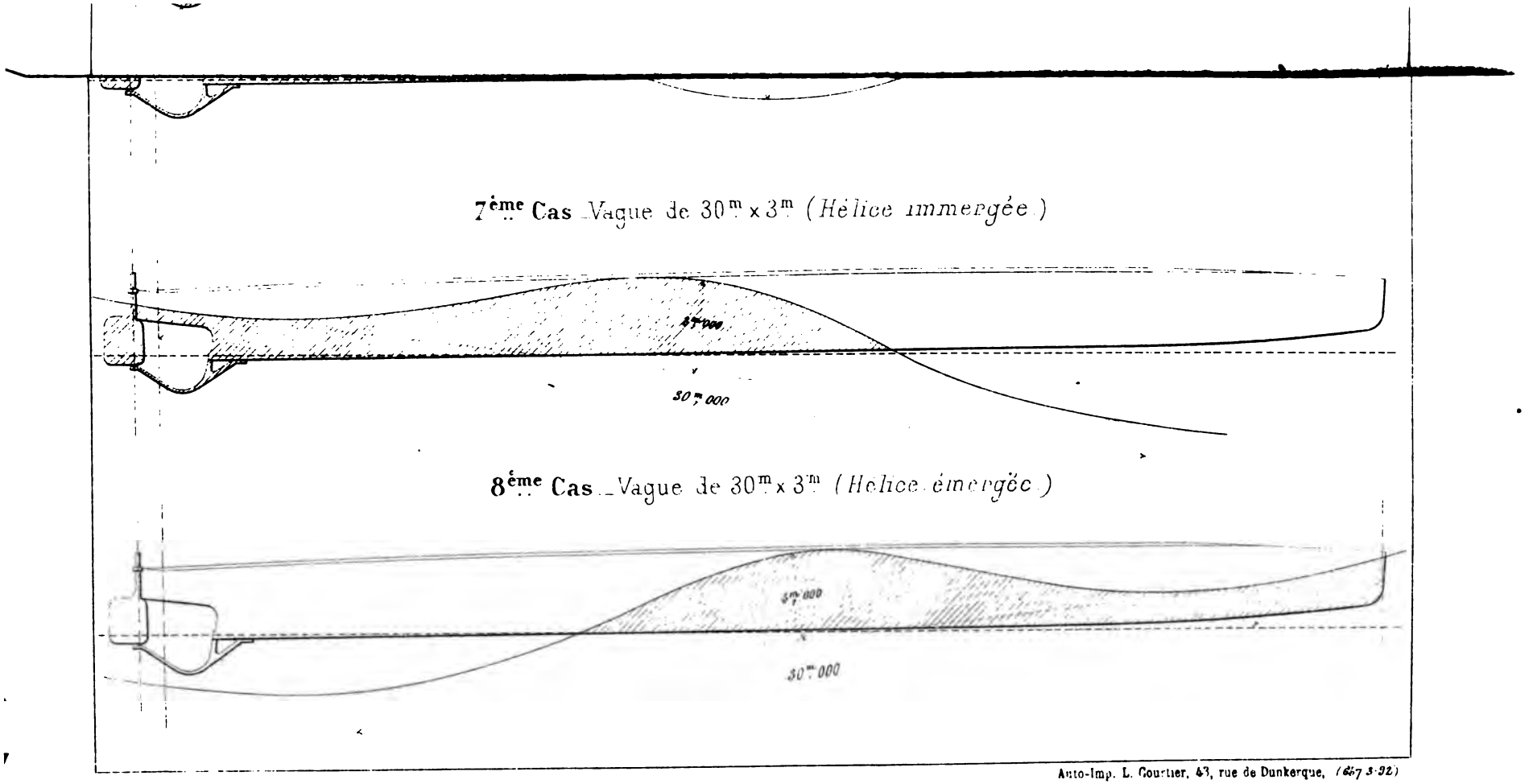
OCÉAN (Modèle)

a_1-0.02722
b_1-0.04654

a_1 et b_1 ont été obtenus par la M. des M.C. en employant les 10 dernières expériences.

V	F	$\frac{F}{V^2}$
0.9	0.0254	0.0278
1.0	0.0350	0.0340
1.1	0.0433	0.0318
1.2	0.0514	0.0310
1.3	0.0576	0.0307
1.4	0.0660	0.0310
1.5	0.1070	0.0317
1.6	0.1365	0.0331
1.7	0.1711	0.0346
1.8	0.2198	0.0368
1.9	0.2723	0.0397
2.0	0.3460	0.0430
2.1	0.4080	0.0491





Auto-Imp. L. Courtier, 43, rue de Dunkerque, (657.3.92)

BULLETIN

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE

MARITIME.

PARIS. — IMPRIMERIE GAUTHIER-VILLARS ET FILS,
Quai des Grands-Augustins, 55.

BULLETIN

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME.

N° 3.

SESSION DE 1892.

PARIS,

GAUTHIER-VILLARS ET FILS, IMPRIMEURS-LIBRAIRES

DU BUREAU DES LONGITUDES, DE L'ÉCOLE POLYTECHNIQUE,

Quai des Grands-Augustins, 55.

1893

BULLETIN

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME.

STATUTS

APPROUVÉS PAR L'ASSEMBLÉE GÉNÉRALE DU 1er DÉCEMBRE 1888.

But de l'institution.

ART. 1. — Il est créé à Paris une *Association technique maritime* ayant pour but de perfectionner la construction et l'armement des navires :

1° En rassemblant en commun les résultats de l'expérience acquise isolément par les constructeurs, mécaniciens, officiers de marine, armateurs, yachtsmen et autres, et qui, sans valeur lorsqu'ils restent isolés, peuvent aider au progrès des constructions lorsqu'ils se trouveront condensés dans une publication spéciale.

2° En faisant connaître les résultats des travaux accomplis à l'étranger et en constituant des archives renfermant tous les renseignements utiles aux industries maritimes.

3° En mettant à la disposition de l'initiative individuelle la force collective de l'institution pour étudier les inventions nouvelles, discuter les théories et problèmes techniques, et poursuivre les recherches expérimentales et autres qui peuvent être de nature à faire progresser la science des constructions navales et les méthodes d'exploitation maritime.

Organisation.

ART. 2. — L'Association technique maritime se composera de *membres adhérents* et de *membres honoraires*.

Les membres adhérents seront convoqués en assemblée générale chaque année, dans le courant du mois de décembre, afin d'élire les membres du Bureau et le trésorier pour l'année suivante. Les membres du Bureau ainsi que le trésorier sont rééligibles.

§ 1. Tout candidat devra être âgé de 21 ans, au moins, et être présenté par deux membres au moins.

Les officiers des différents corps de la marine militaire seront admis sans avoir besoin de présentation.

§ 2. Le titre de *membre honoraire* pourra être donné aux personnes auxquelles l'Association désirera conférer une distinction honorifique.

§ 3. Auront droit au titre de *membre fondateur* les membres du Comité d'organisation et les premiers adhérents.

§ 4. L'admission provisoire des membres nouveaux sera prononcée par le Bureau.

L'admission sera rendue définitive par le vote de l'assemblée générale.

Administration.

Art. 3. — L'Association sera administrée par son Bureau, composé d'un président, de quatre vice-présidents, d'un secrétaire général, d'un secrétaire, d'un secrétaire-adjoint et d'un trésorier.

Le Bureau s'adjoindra dix membres adhérents pour former un *Comité d'études* qui examinera les communications adressées à l'Association, décidera s'il y a lieu de les publier dans le *Bulletin* ou de les lire à l'assemblée générale, prendra toutes les mesures propres à favoriser le développement de l'Association, la création d'archives aussi complètes que possible, etc.

§ 1. Ce Comité d'études se réunira sous la présidence du président ou de l'un des vice-présidents, chaque fois que le Bureau le jugera nécessaire.

§ 2. Les fonctions du secrétaire général consisteront à diriger la correspondance de l'Association, à tenir les procès-verbaux de toutes les séances, à s'occuper de la publication des Mémoires, à prendre soin de la bibliothèque et des collections de la Société, à diriger la préparation des comptes.

§ 3. Le secrétaire général sera assisté du secrétaire et du secrétaire-adjoint. Ce dernier sera chargé spécialement de la bibliothèque et de l'impression du *Bulletin de l'Association*.

Assemblée générale.

Art. 4. — Une assemblée générale de l'Association aura lieu chaque année à Paris, au siège provisoire de la Société, rue Daunou, 18.

§ 1. L'ordre du jour de l'assemblée générale sera fixé ainsi qu'il suit :

1° Lecture des rapports du Comité d'études et du trésorier;

2° Élection du Bureau pour l'année suivante;

3° Lecture et discussion des Mémoires approuvés par le Comité d'études;

4° Modification des statuts s'il y a lieu.

Le nouveau Bureau entrera en fonctions à partir de la clôture de l'assemblée générale.

Cotisations.

Art. 5. — § 1. Les membres adhérents payeront une cotisation annuelle de 30fr: ils recevront en échange le *Bulletin de l'Association*.

La cotisation annuelle pourra être remplacée par un payement unique de 400fr, qui donnera droit au titre de souscripteur perpétuel.

§ 2. A défaut de payement pendant deux années consécutives, le Bureau pourra proposer la radiation.

Le Bureau pourra accorder des dispenses de cotisation aux membres et associés qui se trouveront dans des conditions spéciales, ou accepter en payement des livres ou autres objets utiles à l'Association.

Les membres honoraires ne payeront pas de cotisation.

§ 3. Les cotisations sont dues à compter du 1er janvier de chaque année, quelle que soit l'époque de l'admission. La première année se comptera à partir du 1er janvier 1889.

Emploi des fonds.

Art. 6. — Les ressources provenant des cotisations et des dons faits à l'Association seront employées au payement des frais de toute sorte supportés par l'administration, à la publication du *Bulletin*, à la constitution d'une bibliothèque technique, etc.

Les sommes restant en caisse à la fin de chaque année seront placées par les soins du Bureau et réservées pour faire face aux dépenses exceptionnelles que l'Association peut avoir à supporter.

Dispositions légales.

Art. 7. — Nul ne peut être élu membre du Bureau s'il n'est Français et s'il ne jouit pas de ses droits civils et politiques.

Art. 8. — Le président de la Société fera connaître en temps utile à l'autorité les changements qui viendront à se produire dans la composition du Bureau.

Il adressera chaque année à M. le Préfet de police un compte rendu sur la situation morale et financière de la Société.

Art. 9. — Les discussions politiques et religieuses sont formellement interdites dans les réunions.

Art. 10. — Les modifications statutaires qui seraient adoptées ne pourront être mises en vigueur sans l'approbation préalable de l'autorité.

Art. 11. — La dissolution de l'Association ne pourra être prononcée que par une assemblée générale et à la majorité des deux tiers des membres présents.

Art. 12. — En cas de dissolution, les fonds restant en caisse, après toutes dépenses soldées, seront versés à une Société scientifique ou à une Société de bienfaisance, selon la décision prise à ce sujet par l'assemblée générale.

Nota. — Les correspondances, Mémoires, brochures, livres, journaux, etc., doivent être adressés à M. le secrétaire général de l'Association technique maritime, 8, place de la Bourse, à Paris.

Les cotisations non encore payées peuvent être adressées à **M. Borja de Mozota**, trésorier, Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris.

MEMBRES DU BUREAU POUR 1892-93.

Président :	M. de Bussy, Membre de l'Institut, Inspecteur général du Génie maritime en retraite.
Présidents d'honneur :	M. le Vice-Amiral Paris, Membre de l'Institut. M. le Vice-Amiral Thomasset.
Vice-présidents :	M. J.-A. Normand, Constructeur de navires au Havre. M. Ch. Moutier, Directeur général de la Compagnie d'assurances maritimes *la Foncière*. M. E. Pérignon, Ingénieur. M. Daymard, Ingénieur en chef de la Compagnie Générale Transatlantique.
Secrétaire général :	M. L. Piaud, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.
Secrétaire :	M. L. Vivet, Ingénieur au Bureau Veritas.
Secrétaire-adjoint :	M. L. Muller, Capitaine au long cours.
Trésorier :	M. Borja de Mozota, Chef du Service administratif du Bureau Veritas.

COMITÉ D'ÉTUDES.

MM. les Membres du Bureau

et MM. Carié, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

Doyère, Ingénieur de la Marine, Sous-Directeur de l'École d'application du Génie maritime.

Duprat, Directeur de la Compagnie des Chargeurs réunis.

Gray, ancien Directeur de la Société de Constructions navales du Havre.

Leclert, Ingénieur de la Marine en retraite.

Menier (G.), Ingénieur civil.

Noel, Ingénieur de la Marine en retraite.

Rueff, Directeur des Messageries fluviales de Cochinchine.

Widmann, Directeur général des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

LISTE GÉNÉRALE DES MEMBRES.

MM.

ADER, Agent maritime, à Bordeaux.
ALLEST (D'), Directeur des Ateliers Fraissinet, à Marseille.
AMBLY (PESCHARD D'), Inspecteur général du Génie maritime.
ANASTASIOU, Ingénieur de la Marine hellénique, à Athènes.
ANEMAET, Président du Conseil d'administration du Bureau Veritas.
AUROUS, Directeur des Constructions navales en retraite.
AUROUS, Ingénieur de la Marine, à Brest.
BACOT, Ingénieur des Constructions navales en retraite.
BARTHELET, Directeur du *Sémaphore*, à Marseille.
BEAUMANOIR (J. DE), Assureur maritime, à Bordeaux.
BELAMY, Inspecteur du Bureau Veritas, à Nantes.
BERNARD, Directeur de la *Banque maritime*.
BERRYER-FONTAINE, Directeur des Constructions navales, à Toulon.
BERTIN, Directeur de l'École du Génie maritime, à Paris.
BIDERMANN, Ingénieur.
BIENAYMÉ, Directeur du Matériel au Ministère de la Marine.
BOISSEVAIN, Inspecteur du Bureau Veritas, à Marseille.
BONDY (vicomte L. DE), Président de la Société des Chantiers et Ateliers de la (
BORJA DE MOZOTA, Chef du Service administratif du Bureau Veritas.
BOUCHER, Ingénieur-Mécanicien.
BOULET, Ingénieur-Constructeur.
BROTHERHOOD, Ingénieur-Constructeur.
BUSSY (DE), Membre de l'Institut, Inspecteur général du Génie maritime en retr
nieur conseil aux Chantiers de la Loire.
CABROL (DE), Administrateur délégué des Chantiers de la Loire.
CADIAT, Directeur des Établissements Mouraille, à Toulon.
CANET, Directeur du service de l'artillerie aux Forges et Chantiers de la Médite
CARIÉ, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
CEUVEL, Ingénieur-Constructeur de navires, à Amsterdam.
CHAPMAN, Ingénieur civil.
CHAUDOYE, Directeur général des Chantiers de la Loire, à Paris.
CHEVREUX, Ingénieur civil des Constructions navales.
CLAUZEL, Ingénieur de la Marine.
CLEEF (J.-E. VAN), Ingénieur des Constructions navales, attaché au Departen
Marine, à Batavia.
CLERMONT (DE), Administrateur de la Compagnie des Chargeurs Réunis.
COP, Ingénieur de la Marine des Pays-Bas.
CRONEAU, Ingénieur des Constructions navales, Professeur à l'École du Génie n
DABLAUD, Fondé de pouvoirs de la *Foncière-Transports*.

MM.

Daymard, Ingénieur en Chef de la Compagnie Générale Transatlantique.
Degoix, Assureur maritime.
Deinse (van), Inspecteur de l'Association néerlandaise d'assurances maritimes.
Delaunay-Belleville, Directeur des Établissements Belleville.
Deléarde, Inspecteur de la Compagnie d'assurances maritimes *la Foncière*, à Lille.
Delzons, Représentant à Paris de la *Maatschappij de Maas*, de Rotterdam.
Dewulf, Capitaine au long cours, Inspecteur du Lloyd, à Dunkerque.
Dezeustre, Assureur maritime, à Boulogne-sur-Mer.
Dibos, Inspecteur technique de la *Foncière*.
Doyère, Sous-Directeur de l'École du Génie maritime.
Dreyfus, Ingénieur à la Compagnie Générale Transatlantique, à Saint-Nazaire.
Dreyfus, Administrateur des Chantiers de la Loire.
Drzewiecki (Stéphane), Ingénieur.
Duchesne, Ingénieur au Bureau Veritas.
Dudebout, Ingénieur de la Marine, à Marseille.
Duminy, Ingénieur en Chef de la Compagnie des Chargeurs Réunis.
Duprat, Directeur de la Compagnie des Chargeurs Réunis.
Dupré (M.), Capitaine de frégate.
Elgar (Francis), Directeur de la Fairfield Shipbuilding C^e^, à Londres.
Ellis, Inspecteur du Bureau Veritas, à Liverpool.
Evers, Ingénieur civil, à Rouen.
Farjas, Directeur de la *Revue universelle des Inventions nouvelles*.
Ferrand, Ingénieur des Constructions navales.
Fleuret, Ingénieur civil.
Fliche, Ingénieur de la Marine en retraite, attaché aux usines du Creusot.
Fould (Henri), Membre de la Chambre de Commerce de Paris.
Gallice, Yachtman.
Garnier, Ingénieur de la Marine, à Toulon.
Gauthier, Sous-Directeur technique des Messageries maritimes, à la Ciotat.
Geay, ancien Directeur de la Société de Constructions navales du Havre.
Geffrin, Inspecteur du Bureau Veritas, à Dunkerque.
Goodkoop, Ingénieur-Constructeur de navires, à Amsterdam.
Goyetche, Assureur maritime, à Bordeaux.
Grolous, Ingénieur à la Compagnie Générale Transatlantique.
Guichard, Directeur des Chantiers de la Loire, à Saint-Nazaire.
Guillaume (E.), Ingénieur de la Compagnie Transatlantique, à Saint-Nazaire.
Guillet de la Brosse, Ingénieur aux Chantiers de la Loire.
Guyou, Capitaine de frégate.
Haquet, Rédacteur en Chef du *Journal des Transports*.
Harada, Ingénieur à l'Arsenal de Jokoska (Japon).
Hauser, Ingénieur de la Marine.
Heer (H. de), Ingénieur à l'Arsenal de Sœrabaya.
Hubac, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, à Saint-Denis.
Huyghens, Constructeur de navires, à Amsterdam.
Jansen, Ingénieur civil, à Maestricht.
Jullien (Marius).

MM.

KIRKALDY, Ingénieur mécanicien, à Londres.
LAMAURE, Agent de la Compagnie d'Assurances maritimes *la Foncière*.
LARUE, Directeur de la Compagnie générale de la Navigation, à Lyon.
LECLERT, Ingénieur des Constructions navales en retraite.
LECOINTE, Ingénieur de la Marine de l'État, Belgique.
LEDOUX, Ingénieur en Chef au corps des Mines, à Paris.
LEGRU, Ingénieur civil.
LELIEPVRE, Ingénieur chargé de l'Agence maritime de la Société de Denain et d'Anzin, à Dunkerque.
LEROY (J.), Agent de la Compagnie d'Assurances maritimes *la Foncière*, à Calais.
LESAUVAGE, Directeur des Chantiers Satre, à Arles.
LEVERD, Courtier-Juré d'Assurances.
LIKHOTCHOF (Amiral).
LOUTREL, Inspecteur général de la Compagnie d'assurances maritimes *la Foncière*, à Amiens.
LUCARDIE, Directeur de la *Maatschappij de Maas*, Rotterdam.
MADAMET, Directeur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, à Marseille.
MALLET, Sous-Directeur de la Compagnie d'assurances maritimes *la Foncière*.
MANGINI, Ingénieur des Constructions navales, à Rochefort.
MARBEC, Ingénieur des Constructions navales, à Toulon.
MARIN-DUBUARD (baron), Assureur maritime.
MAUPEOU D'ABLEIGES (DE), Directeur des Constructions navales, à Lorient.
MAW, Ingénieur, à Londres.
MEERTEN (H. VAN), Ingénieur en Chef des Constructions navales à l'Arsenal de Sœrabaya.
MENIER (Gaston), Ingénieur civil.
MENIER (Henri), Ingénieur civil.
MILLAR, Constructeur de navires (maison Armstrong, Mitchell et C°, à Newcastle).
MIRABAUD, Administrateur de la Compagnie des Chargeurs Réunis.
MOUTIER, Directeur général de la Compagnie d'assurances maritimes *la Foncière*.
MULLER, Capitaine au long cours.
NICLAUSSE, Administrateur-Délégué des Générateurs inexplosibles Collet.
NOEL (Charles), Ingénieur des Constructions navales en retraite.
NOEL (Octave), Administrateur des Messageries maritimes.
NORMAND (A.), Ingénieur-Constructeur au Havre.
PAINVIN, Ingénieur aux Chantiers de la Loire.
PANIZZI PRESTON, Ingénieur civil, à Londres.
PARIS (Vice-Amiral), Membre de l'Institut, Conservateur au Musée du Louvre.
PEGUIN, Ingénieur-Conseil, à Lyon.
PENNINCK, Ingénieur de 1re classe à l'Arsenal de Sœrabaya.
PÉRIGNON, Ingénieur des Arts et Manufactures.
PERRÉGAUX, Ingénieur, Directeur des Ateliers Voruz, à Nantes.
PETITHOMME, Ingénieur aux Chantiers de la Loire.
PIAUD, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.
PHILGREN, Directeur des Constructions navales, Stockholm.
PONCHEZ, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, à Saint-Denis.
POUDAVIGNE, Agent de la Compagnie des Chargeurs Réunis, au Havre.

MM.

PRINS.

RISBEC, Ingénieur de la Marine, Directeur des Ateliers des Messageries maritimes, à la Ciotat.

ROCHE, Ingénieur des Constructions navales, à Lyon.

ROSSEL, Agent principal de la Société des Chantiers et Ateliers de la Gironde.

ROTHSCHILD (baron Arthur DE), Propriétaire de yachts.

ROTHSCHILD (baron Edouard DE), Propriétaire de yachts.

ROVERS, Inspecteur du Bureau Veritas, à Amsterdam.

RUEFF, Directeur des Messageries fluviales de Cochinchine (S. P.).

SABATHIER, Ingénieur au Bureau Veritas, Le Havre.

SATRE (Henri), Constructeur, à Lyon.

SCHNEIDER (Henri), Directeur des Établissements du Creusot.

SERRES (Amiral).

SIEBERS, Ingénieur des Constructions navales, Sœrabaya.

SIMON (Prosper), Lieutenant de vaisseau.

STAPFER DE DUCLOS, Ingénieur-Constructeur, à Marseille (S. P.).

THIÉBAUD, Administrateur du Comptoir national d'Escompte.

THIRION, Ingénieur-Constructeur.

THOMASSET (Vice-Amiral).

TOUTAIN, Ingénieur de la Compagnie Commerciale, au Havre.

TURBOT, Fabricant de chaînes, à Anzin.

TWEDDELL, Ingénieur civil, Londres.

VASCONCELLOS (J. DE), Ingénieur des Constructions navales, à Lisbonne.

VERMAND, Ingénieur aux Chantiers de la Loire, à Saint-Nazaire.

VIVET, Ingénieur civil des Constructions navales, au Bureau Veritas.

WEYL, Rédacteur au *Journal des Débats*.

WHITE (W.-H.), Inspecteur et Directeur des Constructions navales, à Londres.

WIDMANN, Directeur général des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

WOODWARD, Ingénieur des Constructions navales, Navy yard, à Washington.

TROISIÈME SESSION

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME

15 ET 16 DÉCEMBRE 1892.

La troisième Assemblée générale des Membres de l'Association technique maritime a eu lieu à Paris, 18, rue Daunou, le 15 décembre 1892, à $9^h 30^m$ du matin, et le 16 décembre, à 2^h de l'après-midi, sous la présidence de M. de Bussy, Membre de l'Institut, Inspecteur général du Génie maritime en retraite.

M. le Président soumet à la ratification de l'Assemblée l'admission des Membres nouveaux déjà prononcée provisoirement par le Bureau.

Les Membres sortants du Bureau sont ensuite réélus pour 1893.

M. Daymard est élu Vice-Président, en remplacement de M. Lisbonne, décédé.

Enfin il est procédé à la lecture et à la discussion des Mémoires.

NOTE

SUR LA

LOI DE LA VARIATION DU POIDS DE LA CHARPENTE DES NAVIRES

AVEC LES DIMENSIONS

ET SUR LA LIMITATION QUI EN RÉSULTE DANS LA GRANDEUR ABSOLUE,

PAR M. AUGUSTIN NORMAND.

Je crois avoir été le premier à montrer, dès 1864, comment les problèmes de construction navale pouvaient être posés et discutés algébriquement, sans qu'il fût nécessaire d'établir l'équation de la surface de la carène, ainsi que l'avaient fait Chapman et ses continuateurs.

Toutefois, les problèmes ainsi posés, ne conduisent à des résultats exacts qu'autant que les équations elles-mêmes sont exactes.

Il n'en est pas toujours ainsi, et je me propose de montrer, dans cette Note, que l'un des poids constitutifs les plus importants du navire, celui de la charpente proprement dite, est généralement exprimé très imparfaitement, ce qui fausse absolument les solutions.

Ainsi, l'on trouve habituellement que, quelles que soient les conditions du problème, la vitesse maxima possible augmente indéfiniment avec les dimensions, tandis qu'il existe un maximum de grandeur au delà duquel la vitesse possible décroît.

On admet presque toujours que le poids de coque est proportionnel au cube des dimensions linéaires ou, moins exactement encore, au déplacement. Cette règle est, il faut bien le reconnaître, assez conforme à la pratique : elle n'en est pas moins erronée, car elle conduit à ce résultat non moins conforme à la pratique, que la solidité des navires est, toutes choses égales d'ailleurs, en raison inverse de leurs dimensions.

Une partie des poids de coque : les aménagements, les accessoires, l'armement, [illegible] mais non pas la char-

pente proprement dite, si l'on ne veut pas que la charge des fibres extrêmes augmente rapidement avec la dimension absolue.

Un raisonnement très simple suffit à le prouver. Considérons un bâtiment dans lequel les dimensions absolues de toutes les parties constitutives varient proportionnellement. Les poids qui tendent à rompre la poutre, qu'elle soit supportée au milieu ou aux extrémités, sont proportionnels au cube des dimensions; ils agissent sur des bras de levier proportionnels aux dimensions; les moments de rupture varient donc comme la quatrième puissance. Or les moments de résistance de la section varient simplement comme le produit du carré de la hauteur par la largeur, sous un effort vertical, c'est-à-dire comme le cube.

Examinons la question de plus près.

Soient :

L la longueur du navire entre perpendiculaires;
l la largeur extrême;
C le creux au milieu;
D le déplacement;
P le poids de la charpente métallique réduite, pour simplifier la question, à un système tubulaire. Il comprend donc seulement les liaisons longitudinales : bordé extérieur, ponts, carlingues, etc., qui entrent dans le calcul de la résistance à la flexion longitudinale;
e l'épaisseur moyenne du système tubulaire, au milieu, très petite par rapport aux dimensions;
R la charge des fibres extrêmes, le navire étant supposé vertical;
I le moment d'inertie vertical, au milieu.

Que le bâtiment ait une section transversale rectangulaire ou elliptique, et toutes les formes peuvent être comprises entre ces deux extrêmes : le moment d'inertie vertical I est proportionnel à

$$C^2(3l + C)e,$$

et la charge R à

$$\frac{DL}{C(3l + C)e}.$$

Il en résulte que, si l'épaisseur e est proportionnelle aux dimensions linéaires, c'est-à-dire si le poids de la charpente est proportionnel au cube des dimensions, la charge R croît suivant la même loi que l'épaisseur.

Ainsi que nous le disions plus haut, c'est la règle généralement suivie; aussi M. John a-t-il reconnu, en 1874, que la charge R, calculée par lui pour un grand nombre de bâtiments, était approximativement :

kg			Tonneaux
6,2	pour un bâtiment de	.....	500
8,2	» »	.....	1000
12,7	» »	.....	3000

Ces charges sont à peu près proportionnelles à la racine cubiqu
c'est-à-dire aux dimensions linéaires.

La dernière est considérable et, si les paquebots de 12 à 1400
existent actuellement, présentent une solidité suffisante, c'est
tition des matériaux et les procédés de construction, ainsi que
eux-mêmes, ont été considérablement améliorés.

Je vais rechercher une expression plus exacte du poids de la

Si le bâtiment reste toujours semblable à lui-même et ne vari
échelles des dimensions principales, le poids P du système tubu
portionnel au produit de la longueur par le développement tran
l'épaisseur. On peut donc poser

$$P = aL(C + l)e \tag{1}$$

et, comme plus haut,

$$R = b\frac{DL}{C(3l + C)e}. \tag{2}$$

La valeur de e tirée de (2) et reportée dans (1) donne

$$P = ab\frac{DL^2(C + l)}{C(3l + C)R}. \tag{3}$$

D'un autre côté, si l'on pose

$$D = cLlC,$$

$$l = dC$$

et

$$L = xC,$$

il vient

$$D = c\,dx\,C^3,$$

d'où

$$C = \frac{D^{\frac{1}{3}}}{c^{\frac{1}{3}}d^{\frac{1}{3}}x^{\frac{1}{3}}}.$$

Ces diverses valeurs, reportées dans (3), donnent

$$P = ab\frac{Dx^2C^2(1 + b)C}{C(3d + 1)CR} = \frac{ab(1 + b)}{(3d + 1)R}Dx^2C$$

$$= \frac{ab(1 + b)}{(3d + 1)R} \times \frac{1}{c^{\frac{1}{3}}d^{\frac{1}{3}}}Dx^2\frac{D^{\frac{1}{3}}}{x^{\frac{1}{3}}},$$

et, en désignant le coefficient ci-dessus par A, puisque R est
stant, il vient enfin

$$P = Ax^{\frac{5}{3}}D^{\frac{4}{3}} = A\left(\frac{L}{C}\right)^{\frac{5}{3}}D^{\frac{4}{3}}, \tag{4}$$

c'est-à-dire que, *toutes choses égales d'ailleurs, si l'on fait vari*
les dimensions absolues et le rapport de la longueur au creux o

ralement, aux dimensions transversales, le poids de la charpente, ramenée au système tubulaire, doit être, à solidité égale, proportionnel :

1° *A la puissance $\frac{4}{3}$ du déplacement, soit à la quatrième puissance des dimensions linéaires;*

2° *A la puissance $\frac{5}{3}$ du rapport de la longueur aux dimensions transversales.*

Cette loi suppose que les bras de levier de tous les poids constitutifs varient comme la longueur, ce qui est moins éloigné de la vérité qu'on ne pourrait le supposer.

Mais, en dehors des liaisons longitudinales, la charpente comprend la membrure, le barrotage, les cloisons, etc. Cette partie, destinée à résister à des efforts transversaux qui ne sont le plus souvent que des transformations des efforts longitudinaux, ne suit évidemment pas la loi ci-dessus $\left(\frac{L}{C}\right)^{\frac{5}{3}}$; tandis qu'il n'y a aucune raison de supposer qu'elle suive une loi différente de $D^{\frac{4}{3}}$ quand la grandeur absolue varie seule.

Le poids de la charpente totale qui comprend les liaisons longitudinales et transversales varie donc moins rapidement que $\left(\frac{L}{C}\right)^{\frac{5}{3}}$; mais, si l'on tient compte de ce que les premières forment la majeure fraction du poids total, on reconnaît que ce poids ne varie certainement pas moins rapidement que $\frac{L}{C}$.

Le poids total de la charpente serait, dans cette hypothèse, proportionnel à

$$\frac{L}{C} D^{\frac{4}{3}}.$$

Quelle que soit la loi exacte de la variation du poids en fonction du rapport de la longueur aux dimensions transversales, il est certain qu'un notable allègement peut être réalisé en diminuant ce rapport.

Au point de vue de l'utilisation de la carène seule, au contraire, il y a grand intérêt à l'augmenter, excepté dans des cas tout à fait spéciaux. Mais la majoration de poids de coque qui en résulte peut être telle que la solution du problème conduise à des dimensions et à une dépense d'établissement et d'entretien exagérées, sans parler de la diminution des qualités nautiques qui en résulte. Ce serait donc une erreur de mesurer la valeur d'un navire uniquement par l'utilisation de sa carène.

Généralement, les problèmes se réduisent à remplir les conditions de vitesse par calme et par mauvais temps, de rayon d'action, de solidité, de qualités nautiques, et les conditions de service pour lesquelles le bâtiment est construit, avec un minimum de dépenses de construction et surtout de navigation. Peu importe que la puissance soit plus ou moins bien utilisée,

théoriquement, si le résultat final est plus économique. Le problème du navire à utilisation de carène maxima n'existe pas.

Nous allons voir maintenant quelles différences considérables se produisent dans les solutions des problèmes, suivant que l'on fait varier le poids de la charpente comme la quatrième ou comme la troisième puissance des dimensions linéaires.

Supposons un bâtiment de guerre devant fournir une vitesse maxima U, avec un certain rayon d'action, à une vitesse déterminée. Pour simplifier la question, nous admettrons que la coque et la carène restent toujours semblables et que l'utilisation et le poids spécifique de l'appareil moteur sont invariables.

Les poids dont la somme compose le déplacement en charge sont :

1° La charpente proprement dite. Son poids doit être exprimé, d'après la théorie ci-dessus, par

$$\alpha L^4,$$

ou, suivant les anciens errements, par

$$\alpha' L^3;$$

2° La partie de la coque qui ne contribue que peu ou point à la solidité, telle que ponts en bois, aménagements, accessoires de coque et d'armement, mâture, agrès et apparaux. Elle peut être exprimée par

$$\beta L^3;$$

3° L'équipage, les vivres, la protection d'une épaisseur déterminée, s'il s'agit d'un navire cuirassé,

$$\gamma L^2;$$

4° L'appareil moteur et évaporatoire

$$\delta L^2 U^3;$$

5° Le combustible

$$\varepsilon L^2 \text{ (1)};$$

6° L'artillerie et les munitions; c'est un poids constant

$$\zeta.$$

Si l'on représente le déplacement total par ηL^3, il vient

$$\eta L^3 = \alpha L^4 \text{ ou } \alpha' L^3 + \beta L^3 + \gamma L^2 + \delta L^2 U^3 + \varepsilon L^2 + \zeta.$$

Admettons d'abord que le poids de la charpente soit égal à αL^4, il vient

$$U^3 = -\frac{\alpha}{\delta} L^2 - \left(\frac{\eta - \beta}{\delta}\right) L - \frac{\gamma + \varepsilon}{\delta} - \frac{\zeta}{\delta L^2};$$

(1) Si le rayon d'action devait être parcouru à la vitesse maxima U, tel est le cas des paquebots, le poids du combustible serait proportionnel à $L^2 U^3$.

et, en prenant le cube de la vitesse comme variable et différentiant pour déterminer le maximum,

$$\frac{dU^3}{dL} = 0 = -2\alpha L + (\eta - \beta) + \frac{2\zeta}{L^3}, \qquad 2\alpha L^4 - (\eta - \beta) L^3 - 2\zeta = 0.$$

Sans qu'il soit nécessaire de résoudre l'équation, on voit qu'il existe un maximum, car, pour $L = \infty$, le premier membre est infini positif, et, pour $L = 0$, il est négatif et égal à -2ζ. L'équation est donc vérifiée par une valeur de L comprise entre o et $+\infty$.

Si le poids fixe $\zeta = 0$, la valeur de L correspondant au maximum de U est

$$L = \frac{\eta - \beta}{2\alpha}.$$

Admettons maintenant comme poids de charpente $\alpha' L^3$, il vient

$$U^3 = \frac{(\eta - \alpha' - \beta) L^3 - (\gamma + \varepsilon) L^2 - \zeta}{\delta L^2} = \frac{\eta - \alpha' - \beta}{\delta} L - \frac{\gamma + \varepsilon}{\delta} - \frac{\zeta}{\delta L^2},$$

$$\frac{dU^3}{dL} = \frac{1}{\delta}\left(\eta - \alpha' - \beta + \frac{2\zeta}{L^3}\right).$$

La variation est toujours positive, même pour $L = \infty$; il n'y a pas de maximum et la vitesse augmente indéfiniment avec la grandeur absolue.

Supposons le poids fixe $\zeta = 0$, le coefficient différentiel $\frac{dU^3}{dL}$ est constant : l'accroissement est encore indéfini.

En thèse générale, toutes les fois qu'un des poids constitutifs du bâtiment varie suivant une puissance des dimensions linéaires supérieure à la troisième, il existe une dimension pour laquelle la vitesse est maxima.

En 1885, j'avais donné une règle fort simple d'après laquelle une petite variation dans un quelconque des poids constituant le déplacement total d'un bâtiment entraînait, toutes choses égales d'ailleurs, une variation de déplacement de quatre à cinq fois plus grande, et j'ai montré ici même quelle simplification elle apportait aux calculs du beau Mémoire de M. Hauser. Cette règle, *bien que conforme à la pratique,* est fausse, parce qu'elle repose sur la proportionnalité du poids de coque au cube des dimensions linéaires. Telle était la loi admise par M. Hauser.

Il en est de même de cette méthode fréquemment employée pour parer à une insuffisance de déplacement dans un projet et qui consiste à allonger le bâtiment au milieu sans modifier les échantillons. On obtiendrait généralement un résultat meilleur et un bâtiment plus solide en diminuant simplement les échantillons.

Enfin, c'est une appréciation erronée de la loi de variation de poids de la charpente qui a conduit à l'agrandissement indéfini des grands paquebots à passagers, agrandissement d'autant moins nécessaire que le tirant d'eau ne peut pas être augmenté.

Il ne paraît pas douteux que, si l'on voulait se contenter, par exemple, pour les paquebots de 6000^{tx} à 8000^{tx}, de la solidité de ceux de 12000, ou que, si l'on appliquait à la construction des premiers les soins extrêmes et les méthodes spéciales reconnues nécessaires pour les seconds, on n'obtînt la même vitesse dans les deux cas. Il est même probable que le petit bâtiment présenterait une supériorité sous ce rapport.

L'addition d'un poids fixe d'artillerie et de munitions dans un navire de guerre recule beaucoup la limite de grandeur au delà de laquelle la vitesse diminue; mais il ne paraît pas impossible que le maximum de grandeur n'ait pas été dépassé dans certains cas.

La question ne peut être résolue pour les cuirassés et pour les paquebots qu'en traitant le problème avec des chiffres d'expérience exacts.

M. le Professeur Francis Elgar, ayant reçu communication du Mémoire de M. Normand avant la réunion générale, avait envoyé la Note suivante :

J'ai pris un vif intérêt au Mémoire de M. Normand; le sujet qu'il traite étant l'un de ceux que j'ai moi-même étudiés récemment en préparant un Mémoire sur les limites actuelles de la vitesse des navires à la mer.

Le Mémoire de M. Normand est très instructif; ses conclusions concordent avec les miennes en général, bien que nous n'ayons pas suivi la même voie et qu'il y ait une certaine différence entre nos résultats quantitatifs.

En premier lieu, il ne me semble point exact de supposer R proportionnel à LD dans l'équation (2). Les efforts qui règlent en pratique les épaisseurs et les poids des coques en fer et en acier sont ceux que subit le métal quand le navire est en haute mer, et les efforts maxima sont ceux qui s'exercent lorsque le navire est placé sur le sommet ou dans le creux d'une houle de même longueur que le navire.

Il est exact qu'en eau calme le moment fléchissant sera proportionnel à LD, si toutes les dimensions du navire varient proportionnellement, le creux pris dans ce cas étant le tirant d'eau. Mais, sur la houle, le moment fléchissant additionnel dû à la différence entre les flottaisons plane et houleuse sera proportionnel à lL^3. Il en est évidemment ainsi parce que les portions du déplacement additives et soustractives (par rapport à la flottaison plane) qui produisent le moment fléchissant sont proportionnelles au produit de leur longueur par leur largeur et leur hauteur. Or la hauteur de chacune est proportionnelle à sa longueur, et ces deux dimensions sont proportionnelles au creux du navire. La largeur de chacun de ces éléments de volume sera proportionnelle à la largeur du navire, de sorte que les volumes varieront comme lL^2. Les bras de levier varient comme L, et par suite les moments fléchissants comme lL^3.

Dans des navires semblables, et semblablement chargés, les moments fléchissants en eau calme varieront encore comme lL^3.

Si l'on remplace lL^3 par DL dans l'équation (3), on voit que l'équation (4) devient

$$[illegible]$$

Ce résultat concorde avec celui trouvé par M. W. Froude dans son Mémoire sur le *Déplacement utile* paru dans les *Transactions of the Institution of Naval Architects* en 1874.

Tout ceci s'applique uniquement aux navires dans lesquels les dimensions et le tirant d'eau varient proportionnellement.

La variation des dimensions aurait approximativement pour effet d'augmenter le poids de toutes les parties de la construction qui résistent à la flexion longitudinale, proportionnellement à la largeur, et de les réduire proportionnellement au creux; ce dernier mesurant le bras de levier de la force de résistance de ces parties à la flexion. Tel est aussi le résultat auquel est parvenu M. Froude, et il concorde avec le résultat final de M. Normand (p. 5) qui donne $\frac{L}{C} D^{\frac{4}{3}}$ pour le poids total de la coque, à cette différence près que L^4, d'après ce qui précède, serait substitué à $D^{\frac{4}{3}}$.

Il faut essayer maintenant de concilier les résultats de l'expérience avec la théorie ci-dessus indiquant que le poids de coque devrait être proportionnel à L^4 ou $D^{\frac{4}{3}}$. J'ai comparé les poids de coque de beaucoup de grands navires de types semblables et de dimensions très variées et je ne puis trouver aucun exemple montrant qu'il soit nécessaire d'augmenter le poids, en vue d'augmenter la solidité longitudinale, dans une proportion supérieure au cube des dimensions linéaires.

Dans cette discussion, il faut laisser de côté les petits navires, dans lesquels l'épaisseur du bordé doit être beaucoup plus forte, en vue de la rigidité, qu'il n'est nécessaire pour résister aux efforts longitudinaux. A ce propos, et au sujet des chiffres donnés par M. John aux *Naval Architects* en 1874, je ferai observer que M. John lui-même a dit, dans un autre Mémoire lu à la même Société en 1877, que si nous faisions varier l'épaisseur du bordé dans les navires de toutes les dimensions, jusqu'aux plus petits, d'après la formule de fatigue longitudinale, nous arriverions bientôt à des épaisseurs inadmissibles; et il a montré qu'en partant d'un petit navire de 200^{tx}, le bordé d'un navire de 120^{m} qui est actuellement de 19^{mm} serait d'après la formule de 50 à 60^{mm}.

Je vais essayer d'indiquer les raisons pour lesquelles le poids de coque, dans des navires semblables dont les dimensions sont si grandes que le poids de leur coque métallique est déterminé surtout par des considérations de force longitudinale, ne varie pas selon une puissance supérieure au cube des dimensions linéaires.

1. Dans les navires de 140^{m} et au-dessus, le tirant d'eau est limité par les bassins et les ports où ils ont à entrer et est pratiquement constant.

Dès lors, les moments fléchissants en eau calme seront proportionnels à

$$\frac{DL}{\text{tirant d'eau}} \text{ ou à } lL^2,$$

ou, quand l est proportionnel à L, les moments fléchissants en eau calme seront proportionnels à L^3.

2. L'addition au moment fléchissant en eau calme, qui résulte de l'influence de la houle, est, comme il a été dit plus haut, proportionnel à lL^3. Mais ceci est basé sur l'hypothèse que la hauteur de la houle est proportionnelle à sa longueur. Or, tel n'est pas le cas, car le rapport de la hauteur à la longueur diminue quand la longueur augmente, bien que, faute de données, on ne puisse dire selon quelle loi, ni dans quelle mesure. Si la hauteur

de la houle était constante, quelle que fût sa longueur, le moment fléchissant serait à peu près proportionnel à lL^3. D'après ce que l'on sait de la hauteur des grandes houles, il est certainement supérieur à lL^2, mais un peu inférieur à lL^3. Un autre fait qui a son influence, c'est que, à mesure que la longueur d'un navire augmente, une houle de même longueur met plus de temps à le dépasser, et les efforts alternatifs de tension et de compression sur chaque partie de la coque se succèdent moins rapidement.

D'après ce qui précède, l'augmentation du moment fléchissant avec les dimensions du navire serait moins rapide que lL^3 et le poids de coque augmenterait dans des navires semblables selon une loi comprise entre L^3 et L^4.

3. Mais ceci est basé sur cette autre hypothèse que, pour résister à l'effort additionnel dû à l'accroissement des dimensions, il est nécessaire d'augmenter le poids de tout l'ensemble de la coque. Or, il n'en est pas ainsi. En augmentant les dimensions, on n'accroît pas l'épaisseur du bordé et les échantillons des cornières de toute la coque également partout.

L'augmentation de fatigue due à l'augmentation des dimensions et du moment fléchissant est combattue principalement par l'augmentation d'épaisseur des parties qui ont plus spécialement à supporter l'effort de flexion longitudinale, c'est-à-dire les hauts, les fonds et les bouchains. On prévient également les accroissements de poids inutiles par une meilleure main-d'œuvre et par une meilleure répartition de la matière dans les parties les plus importantes de la coque des grands navires, comme l'indique d'ailleurs M. Normand.

Je ne pourrais donner de chiffres sans étendre beaucoup trop ces remarques; mais je voudrais montrer que, si on le faisait, en tenant compte des observations (1) et (2) ci-dessus, on trouverait que le poids de l'acier ne varie pas beaucoup plus vite que le cube de la longueur. Ceci s'applique à des navires semblables, dans lesquels le nombre des ponts ne croît pas avec les dimensions et ne s'applique directement qu'aux parties métalliques de la coque.

En ce qui concerne les parties en bois, ponts, emménagements, etc., on voit aisément qu'une grande portion ne varie pas en poids beaucoup plus vite que le carré des dimensions linéaires. Les ponts, à nombre égal et à épaisseur égale, varieront en poids seulement comme lL, ou comme L^2 dans des navires semblables. Par suite, le poids de ces navires ne varie pas beaucoup plus vite que le carré de la longueur. Ceci ne s'applique que dans les limites entre lesquelles le nombre et l'épaisseur des ponts, ainsi que l'épaisseur des autres constructions en bois restent constants.

Pour les raisons qui précèdent, je crois pouvoir affirmer qu'en pratique les poids de navires semblables sont proportionnels à L^3 et non à L^4.

M. Normand indique au bas de la page 7 l'une des réelles causes de limitation de la vitesse en mer, cause qui se fera pratiquement sentir si l'on dépasse beaucoup la longueur maxima actuelle des navires, 180m : je veux dire la limitation du tirant d'eau. Aujourd'hui, 8m,20 en est l'extrême limite pour les plus grands navires. Si l'on augmente les dimensions de ces navires, en conservant leurs formes semblables, leur déplacement variera seulement comme L^2, tandis que le poids de coque varie approximativement comme L^3. Et il suffirait d'aller plus ou moins loin pour atteindre la limite de vitesse sur laquelle M. Normand appelle l'attention. Mais, d'après mes recherches, cette limite ne serait pas atteinte aussi vite que les siennes l'indiquent.

MÉTHODE

POUR LA DÉTERMINATION DES ÉLÉMENTS MÉCANIQUES

DES PROPULSEURS HÉLICOÏDAUX [1]

PAR M. S. DRZEWIECKI.

Un élément plan qui se meut, avec une vitesse uniforme, dans un milieu fluide résistant en faisant, avec la direction du mouvement, un angle d'incidence constant, éprouve, de la part du fluide rencontré, une résistance constante qui est fonction : de la vitesse du mouvement, de l'incidence de l'élément plan sur la tangente à la trajectoire, des dimensions de cet élément, de l'état de sa surface et enfin de la densité du fluide ainsi que de sa viscosité. Cette résistance peut toujours être représentée par deux composantes orthogonales, dont l'une est dirigée perpendiculairement à la tangente à la trajectoire et que nous appellerons *poussée utile* P, tandis que l'autre est dirigée suivant cette tangente même, mais dans le sens opposé au mouvement; elle constitue la *résistance nuisible f*. Le rapport de ces deux composantes varie avec l'incidence du plan. Nos calculs antérieurs, basés sur des formules empiriques, ainsi que des expériences directes, montrent que, dans les limites de la pratique, ce rapport $\frac{f}{P}$ est indépendant de la vitesse et qu'il n'est fonction que de l'incidence. En outre, nous avons fait voir [2] que ce rapport ne diminue avec l'incidence que jusqu'à une certaine limite, au delà de laquelle il commence à croître, tandis que l'incidence continue à diminuer. On peut, d'ailleurs, s'en assurer par la considération suivante :

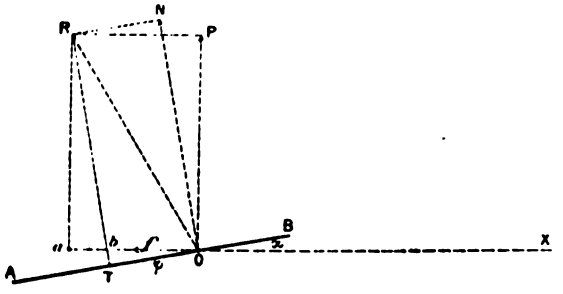
Soit AB (*fig.* 1) un plan en mouvement dans un milieu fluide suivant la trajectoire OX, avec laquelle il fait un angle d'incidence α. La résistance OR, éprouvée par le plan, sera la résultante de la résistance ON, normale au plan, et de OT qui est fonction des frottements et que nous désignerons

[1] Communiqué à l'Académie des Sciences, par M. Léauté, à la séance du 4 avril 1892.

[2] *Les Oiseaux considérés comme des aéroplanes animés*, de S. Drzewiecki, p. 18.

par φ. Cette résistance OR peut être décomposée, ainsi que nous venons de le dire, en deux autres composantes, l'une P normale à la trajectoire, et

Fig. 1.



l'autre f opposée à la direction du mouvement. La résistance f se compose de ab et Ob, qui sont

$$ab = P \operatorname{tang} \alpha \qquad \text{et} \qquad Ob = \frac{\varphi}{\cos \alpha};$$

donc

$$f = P \operatorname{tang} \alpha + \frac{\varphi}{\cos \alpha} \qquad \text{et} \qquad \frac{f}{P} = \operatorname{tang} \alpha + \frac{\varphi}{P \cos \alpha}.$$

Si l'on fait varier α de 90° à 0°, la valeur de P, qui est nulle pour $\alpha = 90°$, augmentera progressivement, passera par un maximum aux environs de $\alpha = 27°$ (1), puis diminuera jusqu'à devenir de nouveau nulle pour $\alpha = 0$; il s'ensuit que l'expression du rapport $\frac{f}{P}$, qui sera infinie pour $\operatorname{tang} \alpha = 0$, décroîtra avec la diminution de α, pour redevenir infinie pour $\alpha = 0$, puisque, pour α tendant vers zéro, l'expression du rapport tendra vers $\frac{\varphi}{P}$ et que P tend lui-même vers zéro. Il est donc évident que le rapport $\frac{f}{P}$ passera par une valeur minima.

L'incidence pour laquelle se produit le minimum du rapport $\frac{f}{P}$ sera appelée *incidence optima* et désignée par α, et nous appellerons μ la valeur minima du rapport $\frac{f}{P}$ à cette incidence; de sorte que

$$f = \mu P,$$

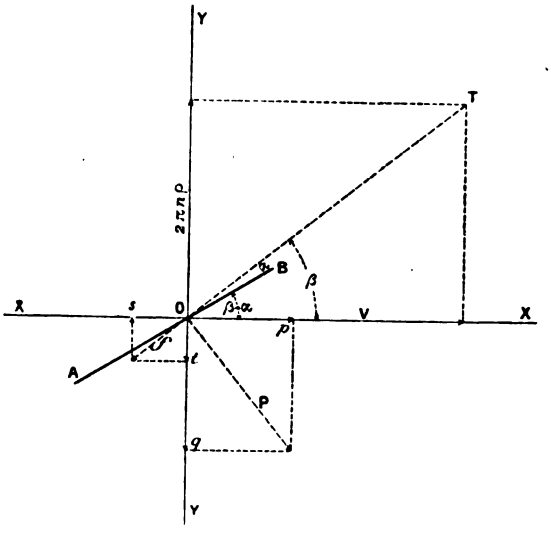
en conservant toujours les notations de f et de P pour les valeurs qu'auront les résistances utile et nuisible, à l'incidence optima.

Telle est la loi que donne le calcul et que vérifie l'expérience, et que nous allons appliquer à l'étude des propulseurs hélicoïdaux. Nous pensons en avoir

déduit une méthode permettant de calculer les divers éléments d'une hélice dont on donnerait *a priori* les conditions de fonctionnement.

Considérons un point O (*fig.* 2) situé sur un rayon rigide Z projeté en O, fixé perpendiculairement à un axe de rotation XX, tournant avec une vitesse uniforme de n tours à la seconde; supposons qu'en même temps l'axe lui-même soit animé d'un mouvement de translation dans le sens de sa longueur avec une vitesse uniforme V. Du fait de l'avancement longitudinal du système,

Fig. 2.



le point O possédera une vitesse V dans le sens XX et, à cause de la rotation du rayon Z autour de l'axe, il sera animé d'une autre vitesse tangentielle dans le sens OY, qui sera exprimée par $2\pi n\rho$, en désignant par ρ la distance du point considéré à l'axe de rotation. La vitesse réelle du point O sera donc la résultante de ces deux vitesses et sera représentée, en grandeur et en direction, par la diagonale OT du rectangle dont les côtés sont V et $2\pi n\rho$. Cette diagonale OT est aussi la tangente à la trajectoire hélicoïdale décrite par le point O autour de l'axe XX : appelant β l'angle que fait cette tangente OT avec la génératrice du cylindre projeté en XX, nous aurons

$$\operatorname{tang}\beta = \frac{2\pi n\rho}{V} \qquad \text{et} \qquad 2\pi n\rho = V \operatorname{tang}\beta. \tag{I}$$

Si le mouvement du point O a lieu dans un milieu fluide au repos, la vitesse relative du point O par rapport au fluide sera dirigée suivant OT.

Supposons un élément de plan se projetant sur AB, passant en O et incliné sur la tangente OT d'un angle fixe égal à l'incidence optima α, compté à partir de OT en sens inverse de β, de telle sorte que ce plan fasse avec XX l'angle $(\beta - \alpha)$. Le mouvement relatif de l'élément par rapport au fluide

ambiant s'effectuera sous l'incidence α. Ce plan éprouvera, par conséquent, une résistance constante dont les deux composantes P et f seront dirigées l'une perpendiculairement à OT et l'autre suivant OT, mais dans le sens opposé au mouvement. Ces deux composantes seront reliées, ainsi que nous l'avons vu, par la relation

$$f = \mu P.$$

Ces deux composantes se trouvant dans un plan parallèle au plan XY, leurs projections sur l'axe des Z seront nulles, tandis que leurs projections sur l'axe des X seront $+ Op$ et $- Os$, et sur l'axe des Y, $- Oq$ et $- Ot$. Exprimant ces projections en fonction de P, de μ et de β, on a

$$Op = P \sin\beta,$$
$$Os = f \cos\beta = \mu P \cos\beta,$$
$$Oq = P \cos\beta,$$
$$Ot = f \sin\beta = \mu P \sin\beta.$$

La somme algébrique de ces projections suivant l'axe des X sera

$$Op - Os = P(\sin\beta - \mu \cos\beta),$$

et suivant l'axe des Y,

$$-(Oq + Ot) = -P(\cos\beta + \mu \sin\beta).$$

La composante suivant OX aura pour but d'équilibrer une résistance à l'avancement $- R$; on aura donc

$$-R + P(\sin\beta - \mu \cos\beta) = o,$$

et, comme cette résistance R se produit à la vitesse d'avancement V, le travail utile sera

$$\mathfrak{T}_u = RV = PV(\sin\beta - \mu \cos\beta).$$

Pareillement, la composante suivant OY constituera, à la distance ρ du centre de rotation, un couple résistant qui devra équilibrer le couple moteur $F\rho$; donc

$$F\rho - P\rho(\cos\beta + \mu \sin\beta) = o,$$

et le travail moteur sera

$$\mathfrak{T}_m = 2\pi n \rho F = 2\pi n \rho P(\cos\beta + \mu \sin\beta);$$

mais, comme $2\pi n\rho = V \operatorname{tang}\beta$, on aura

$$\mathfrak{T}_m = PV(\cos\beta + \mu \sin\beta) \operatorname{tang}\beta.$$

Le coefficient d'utilisation du propulseur sera donc

$$K = \frac{\mathfrak{T}_u}{\mathfrak{T}_m}$$

ou, en remplaçant,

$$K = \frac{\sin\beta - \mu\cos\beta}{(\cos\beta + \mu\sin\beta)\operatorname{tang}\beta};$$

divisant le numérateur et le dénominateur par $\cos\beta$, on obtient

Coefficient de rendement : $$K = \frac{\operatorname{tang}\beta - \mu}{(1 + \mu\operatorname{tang}\beta)\operatorname{tang}\beta}\ (^1). \qquad \text{(II)}$$

Dans cette expression, on voit que, pour des valeurs de $\operatorname{tang}\beta$ inférieures à μ, le coefficient K est négatif, qu'il est nul pour $\operatorname{tang}\beta = \mu$, et que, pour des valeurs croissantes de $\operatorname{tang}\beta$, il augmente, passe par un maximum et décroît ensuite jusqu'à o, quand $\operatorname{tang}\beta$ tend vers l'infini.

Afin de déterminer ce maximum de la valeur de K, prenons la dérivée première de l'expression par rapport à $\operatorname{tang}\beta$, et égalons-la à zéro; après simplification, on trouve

$$\operatorname{tang}^2\beta - 2\mu\operatorname{tang}\beta - 1 = 0,$$

ce qui détermine la valeur de $\operatorname{tang}\beta$, dont nous ne prendrons que la valeur positive (la valeur négative représentant celle qui correspond à la position symétrique du plan AB par rapport à l'axe de rotation),

$$\operatorname{tang}\beta_m = \mu + \sqrt{\mu^2 + 1}.$$

Substituant dans l'expression de K cette valeur de $\operatorname{tang}\beta_m$ qui la rend maxima, on trouve

Coefficient de rendement maximum : $$K_m = \frac{1}{(\mu + \sqrt{\mu^2 + 1})^2}, \qquad \text{(III)}$$

Calculant, d'après cette formule, les valeurs de K_m qui correspondent à des valeurs de μ croissantes de o à 1, et les portant en ordonnées en prenant comme abscisses les valeurs correspondantes de μ, on peut tracer la courbe des variations du maximum de rendement en rapport avec celles de μ (*fig.* 3). Cette valeur de K_m, égale à l'unité pour $\mu = 0$, diminue très rapidement, ainsi que le montre la courbe, jusqu'à descendre à 0,17 pour $\mu = 1$.

La décroissance rapide du rendement nous montre les conditions défavorables dans lesquelles se trouve un élément du propulseur hélicoïdal, aussitôt que les conditions de vitesses pour lesquelles il a été calculé viennent à changer, car alors l'incidence n'étant plus α, μ augmente et le rendement

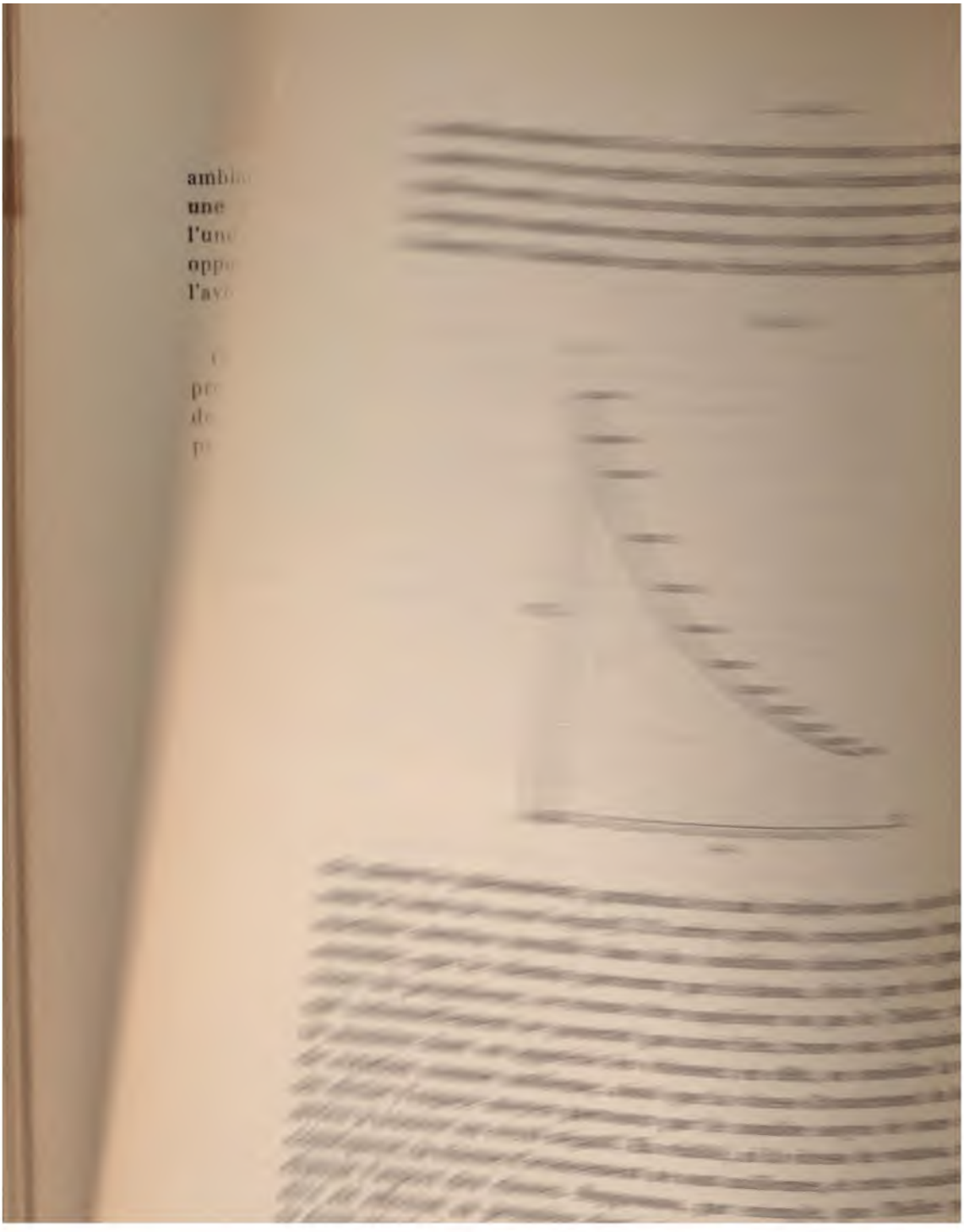
---

(1) En donnant à μ la forme $\mu = \operatorname{tang}(\operatorname{arc\,tang}\mu)$, l'expression de K devient

$$K = \frac{\operatorname{tang}(\beta - \operatorname{arc\,tang}\mu)}{\operatorname{tang}\beta}.$$

Si les frottements n'existaient pas et que, par conséquent, le rapport $\frac{f}{P} = \mu$ se réduise à $\operatorname{tang}\alpha$, K deviendrait

$$K = \frac{\operatorname{tang}(\beta - \alpha)}{\operatorname{tang}\beta}.$$



ment est dû à la moyenne des carrés et non pas au carré de la des vitesses de rotation, et l'on sait que la moyenne des carrés est re au carré de la moyenne.

Donc l'explication simple et rationnelle du recul négatif.

Voyons, par ce qui précède, qu'une des conditions de bon rendement ce propulsive est la régularité la plus grande possible dans la marche achine motrice. En second lieu, la valeur de μ dépend aussi de l'état arface de l'aile de l'hélice, de son poli, de la forme de son maître de son épaisseur, etc.; il faudra donc, dans la pratique, chercher à ces conditions les plus favorables possible en vue de la réduction

Considérations nous montrent à quel point est important, pour l'étude pulseur hélicoïdal, la détermination exacte du rapport μ.

r l'eau, nous ne possédons pas jusqu'à présent de données suffisam- précises pour la mesure de μ : on pourrait, il est vrai, chercher à miner sa valeur en se basant sur certaines formules empiriques em- es dans la Marine et pour le calcul des conduites d'eau, mais cette de ne vaudra jamais la détermination directe de ce rapport μ par voie imentale; plus loin nous indiquerons une méthode d'expérimentation ous paraît rationnelle et commode.

ar ce qui est de l'air, les déductions faites par nous sur la base des for- s empiriques du colonel Duchemin, et les expériences directes du pro- ar Langley, de Washington, permettent dès aujourd'hui d'admettre que, l'air, la valeur de μ n'est pas supérieure à 0,044 avec une incidence ne de 1°50'. Le professeur Langley a trouvé par expérience, pour une ence de 2°, $\mu = 0,04$. Dans nos calculs, nous conserverons toutefois le e supérieur déterminé par nous, afin de rester dans des conditions s favorables que celles que nous réserve la pratique.

adoptant pour l'air $\mu = 0,044$ et $\alpha = 1°50'$ et introduisant ces valeurs la formule qui donne la valeur du rendement maximum, on trouve pour

ment maximum dans l'air : $K_m = 0,9158$.

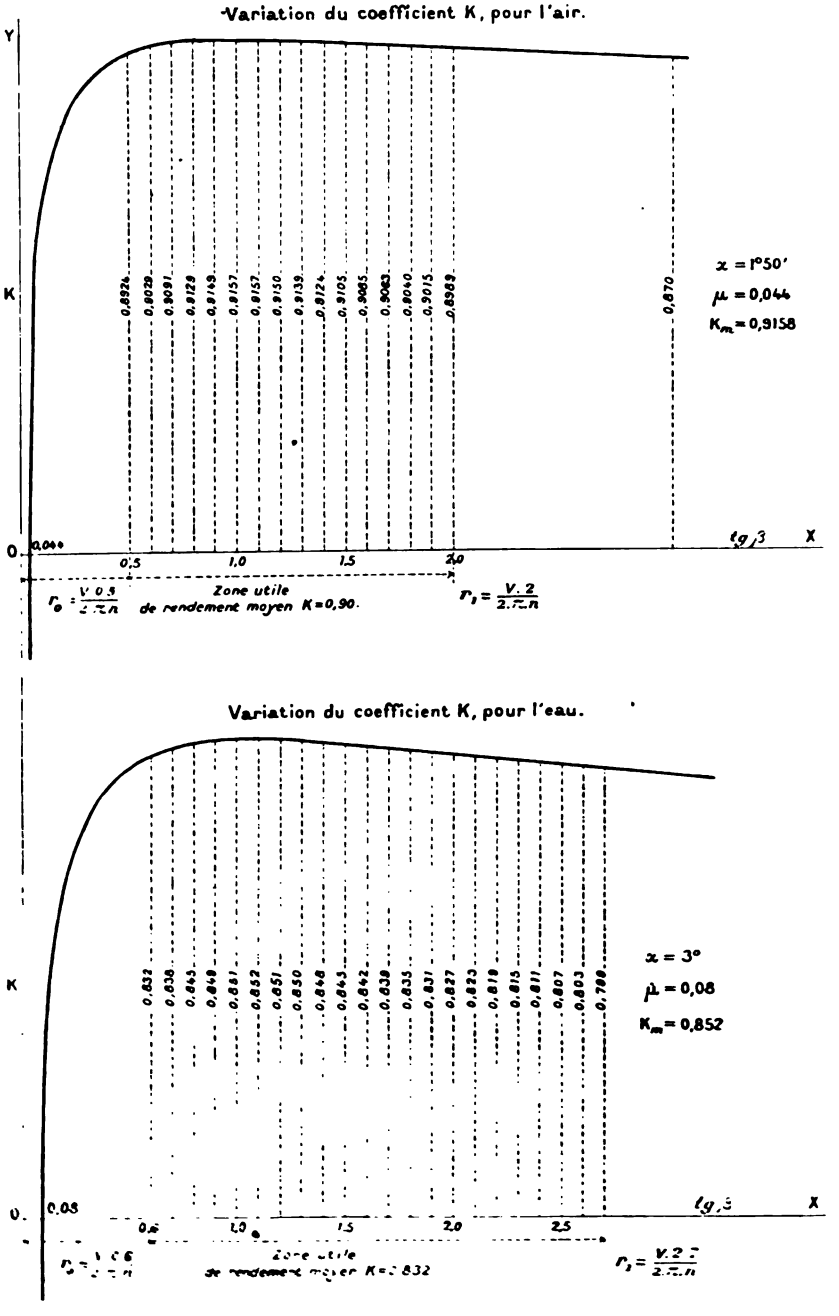
remplaçant μ par sa valeur dans l'équation (II), on trouve

ment de l'hélice dans l'air : $$K = \frac{\tang\beta - 0,044}{(1 + 0,044 \tang\beta)\tang\beta}.$$

donnant successivement à $\tang\beta$ des valeurs croissantes à partir de 0 les augmentations de 0,1, portant ces valeurs comme abscisses et prenant ne ordonnées les valeurs correspondantes de K calculées d'après la for- , on trace la courbe (*fig.* 4) qui montre la variation du rendement K onction de celles de $\tang\beta$. Mais comme $2\pi n\rho = V \tang\beta$, l'augmenta- de $\tang\beta$ est proportionnelle à celle de la longueur ρ du rayon, c'est-

à-dire que les abscisses sont directement proportionnelles aux longueurs de

Fig. 4.



l'aile de l'hélice en considérant l'origine des abscisses comme centre de rotation.

Cette courbe nous montre que la partie de la palette qui avoisine l'axe de rotation donne un rendement très défectueux (et même qu'au-dessous de $\tang\beta = 0{,}044$ ce rendement est négatif), que ce rendement devient d'environ 0,90 à une distance du centre correspondant à $\tang\beta_0 = 0{,}5$, qu'il se maintient au-dessus de cette valeur, en passant par un maximum, dans toute la partie de la palette comprise entre des rayons r_0 et r_1 qui correspondent à $\tang\beta_0 = 0{,}5$ et $\tang\beta_1 = 2$, et qu'ensuite il diminue progressivement, asymptotiquement à l'axe des X.

Ceci indique que, pour avoir un bon rendement de l'hélice dans l'air, il faut donner au propulseur un rayon extrême r_1 déterminé par la formule

Rayon extrême de l'hélice dans l'air : $r_1 = \frac{V}{\pi n}$, puisque $\tang\beta_1 = 2$,

Il faut, en outre, que la surface de la palette ne commence qu'à une distance du centre

Rayon initial : $r_0 = \frac{0{,}5\,V}{2\pi n} = \frac{r_1}{4}$.

La moyenne des rendements pour toute la longueur de la palette comprise entre r_0 et r_1 est, dans l'air,

Rendement moyen de l'hélice dans l'air : $K = 0{,}90$.

Pour l'eau, ce rendement est un peu inférieur. La seconde courbe de la *fig.* 4, qui représente les variations du coefficient de rendement pour l'eau, a été tracée de la même façon que la première, c'est-à-dire en calculant K d'après la formule (II), dans laquelle la valeur de μ a été prise $\mu = 0{,}08$; c'est la valeur probable du rapport μ pour une incidence optima qui, pour l'eau, est probablement aux environs de $\alpha = 3°$. Alors le rendement maximum pour l'eau devient

Rendement maximum pour l'eau : $K_m = 0{,}852$.

Afin d'éviter une surface de palette considérable et d'arriver, malgré cela, à produire la poussée nécessaire, il faudra, pour l'eau, utiliser une longueur de palette plus grande que dans le cas de l'hélice dans l'air. On pourra prendre pour limites de la zone utile $\tang\beta = 0{,}6$ et $\tang\beta = 2{,}7$, ce qui donne pour le rayon extrême

Rayon extrême de l'hélice dans l'eau : $r_1 = \frac{2{,}7\,V}{2\pi n}$,

et pour la valeur du rayon du moyeu

Rayon du moyeu : $r_0 = \frac{0{,}6\,V}{2\pi n}$.

Entre ces limites, le rendement moyen de la palette sera

Rendement moyen de l'hélice dans l'eau : $K = 0,832$.

On se rend très bien compte qu'il est important que la vitesse des éléments du propulseur, relativement au fluide, fasse un angle constant α avec la surface de l'élément. Il en résulte que, si l'on coupe l'aile par une surface cylindrique dont l'axe serait XX, la section de la palette sera une hélice de cette surface cylindrique rencontrant, sous un angle α constant, les trajectoires relatives des points de ce cylindre. La surface de l'aile sera engendrée par la succession de ces hélices placées l'une au-dessus de l'autre, sur un rayon principal Z, à des distances ρ correspondantes aux valeurs croissantes de $\tan\beta$.

Le pas de cette surface sera exprimé par l'équation

$$H = \frac{2\pi\rho}{\tan(\beta - \alpha)}.$$

On a d'ailleurs

$$\tan(\beta - \alpha) = \frac{\tan\beta - \tan\alpha}{1 + \tan\beta\tan\alpha}.$$

En remplaçant $\tan(\beta - \alpha)$ par sa valeur, on trouve

$$H = \frac{2\pi\rho(1 + \tan\beta\tan\alpha)}{\tan\beta - \tan\alpha};$$

et puisque $\tan\beta = \frac{2\pi n\rho}{V}$ on aura enfin, pour l'expression du pas,

Pas variable de la surface hélicoïdale du propulseur :

$$H = \frac{2\pi\rho(V + 2\pi n\rho\tan\alpha)}{2\pi n\rho - V\tan\alpha}. \qquad \text{(IV)}$$

L'expression de H montre que le pas de la surface est variable, qu'il va d'abord en diminuant, passe par un minimum et augmente ensuite. Afin de déterminer ce minimum du pas, égalons à zéro la dérivée première de cette expression par rapport à ρ. On trouve, pour la longueur du rayon correspondant au pas minimum, en effectuant les calculs et simplifiant,

Rayon de l'hélice correspondant au pas minimum :

$$r_m = \frac{V}{2\pi n}(\tan\alpha + \sqrt{1 + \tan^2\alpha}). \qquad \text{(V)}$$

Nous savons que $2\pi n r_m = V\tan\beta_m$: donc la tangente de β qui correspond au pas minimum sera

$$\tan\beta_m = \tan\alpha + \sqrt{1 + \tan^2\alpha}.$$

En remplaçant r par r_m dans l'équation du pas, on trouve la valeur du pas

minimum :

Valeur du pas minimum : $$H_m = \frac{V}{n}\left(2 \operatorname{tang}\alpha \sqrt{1 + \operatorname{tang}^2\alpha} + 2 \operatorname{tang}^2\alpha + 1\right). \qquad \text{(VI)}$$

Ce qui, pour une valeur déterminée de α, donne

$$H_m = A\frac{V}{n},$$

A étant un coefficient numérique. Pour l'air, lorsque $\alpha = 1^\circ 50'$, on a

Pas minimum de l'hélice dans l'air : $$H_m = 1{,}066\frac{V}{n}.$$

De même, en admettant comme précédemment pour l'eau $\alpha = 3^\circ$, on trouve la valeur du pas minimum :

Pas minimum pour l'eau : $$H_m = 1{,}11\frac{V}{n}.$$

Ayant ainsi établi les formules pour le calcul de la longueur de l'aile, de la forme de sa surface et de son pas aux différents points du rayon principal, il reste encore à déterminer les dimensions longitudinales du propulseur, dans le sens de l'axe, c'est-à-dire la fraction de pas des ailes aux différentes hauteurs; ceci complétera la détermination de tous les éléments mécaniques et géométriques du propulseur. Pour cela, nous nous baserons sur les considérations suivantes :

Il s'agit de donner à l'aile de l'hélice des dimensions telles que, pour un nombre de tours donné et pour un diamètre déterminé par le moyen indiqué plus haut, la surface de l'aile soit suffisante pour produire un travail utile de propulsion $\mathfrak{T}_u$, ou bien nécessiter pour sa rotation, à la vitesse admise, un travail moteur $\mathfrak{T}_m$.

Nous avons vu que le travail utile fourni par chaque élément hélicoïdal pouvait s'exprimer par

$$d\mathfrak{T}_u = V(\sin\beta - \mu\cos\beta)\,dP,$$

où $d\mathfrak{T}_u$ est le travail élémentaire et dP la poussée utile élémentaire.

De même, le travail moteur élémentaire s'exprimera par

$$d\mathfrak{T}_m = V(\cos\beta + \mu\sin\beta)\operatorname{tang}\beta\,dP.$$

Pour une incidence constante α, la poussée utile P dépendra uniquement de la vitesse d'avancement, de la dimension de la surface et de la qualité du fluide; elle pourra s'exprimer par la formule

$$P = \lambda V'^2 S, \qquad \text{(VII)}$$

où S représente la dimension de la surface (en mètres carrés), V' la vitesse d'avancement (en mètres à la seconde) et λ un coefficient déterminé par l'expérience.

Nos calculs, confirmés par les observations directes du professeur Langley, permettent, sans trop d'erreur, d'attribuer à λ une valeur de 0,0124 dans le cas d'un plan se mouvant dans l'air en faisant avec la direction du mouvement un angle d'incidence $\alpha = 1°50'$. La valeur de P est alors donnée en kilogrammes. Par analogie, on peut conclure que, pour l'eau à l'incidence de 3°, la valeur de λ sera voisine de 17.

En appelant l la longueur de l'élément hélicoïdal considéré (mesurée sur l'hélice d'intersection de la surface de l'aile avec un cylindre dont l'axe est XX et le rayon ρ) et $d\rho$ la largeur de la bande élémentaire hélicoïdale, suivant le rayon de l'aile, nous voyons qu'en vertu de la formule (VII) la poussée élémentaire sera exprimée par

$$dP = \lambda V'^2 l\, d\rho,$$

où V' est la vitesse avec laquelle l'élément rencontre le fluide; elle est représentée par l'hypoténuse du triangle rectangle dont les côtés sont V et $2\pi n\rho$ et qui se projette sur l'axe XX en V; elle sera donc exprimée par

$$V' = \frac{V}{\cos\beta};$$

en substituant, on aura

$$dP = \frac{\lambda V^2}{\cos^2\beta}\, l\, d\rho.$$

Le travail utile élémentaire aura, par conséquent, pour expression

$$d\mathfrak{T}_u = \frac{\lambda V^3(\sin\beta - \mu\cos\beta)}{\cos^2\beta}\, l\, d\rho,$$

En appelant R la résistance à l'avancement dans le sens XX et N le nombre d'ailes, le travail utile total, égal à RV, sera exprimé par

$$\mathfrak{T}_u = N\lambda V^3 \int_{r_0}^{r_1} \frac{\sin\beta - \mu\cos\beta}{\cos^2\beta}\, l\, d\rho, \qquad \text{(VIII)}$$

r_0 étant le rayon du moyeu et r_1 le rayon extrême de l'aile, choisis de façon à avoir un rendement maximum, ainsi que nous l'avons exposé plus haut.

De même, le travail moteur sera exprimé par l'équation

$$\mathfrak{T}_m = N\lambda V^3 \int_{r_0}^{r_1} \frac{\cos\beta + \mu\sin\beta}{\cos^2\beta}\, \operatorname{tang}\beta\, l\, d\rho. \qquad \text{(IX)}$$

Il y a une infinité de manières de satisfaire aux équations (VIII) et (IX); cela dépendra de la relation qu'on adoptera pour relier entre elles les variables l et β.

On choisira cette dépendance des variables, sur la base des considérations pratiques; elle devra contenir un seul paramètre arbitraire dont on calculera la valeur, soit au moyen de l'équation (VIII) en fonction de R, lorsque le

travail utile est connu, soit au moyen de l'équation (IX) lorsque c'est le travail moteur sur l'arbre qui est donné. On calculera ensuite les valeurs de $\mathfrak{T}_u$ et de $\mathfrak{T}_m$ dont le rapport est précisément le coefficient d'utilisation total, pour la forme admise de l'aile : il est évident que, dans tous les cas, ce coefficient, entre les limites r_0 et r_1 du rayon, adoptées par nous, ne pourra pas être inférieur à 0.90 pour l'air et à 0,80 pour l'eau, puisque les coefficients de rendement de tous les éléments de la surface entre ces mêmes limites sont supérieurs à ces valeurs.

Afin d'illustrer par des exemples les considérations générales que nous venons d'exposer, nous allons appliquer cette théorie à quelques cas particuliers.

Posons, par exemple, comme condition première, que la surface de l'aile devra être limitée, dans le sens de l'axe, par deux plans parallèles, perpendiculaires à cet axe.

En désignant par l la fraction de pas, mesurée sur la surface même, à une distance ρ du centre de rotation, et par L la distance entre les deux plans qui limitent la surface de l'aile, nous aurons

$$l = \frac{L}{\cos(\beta - \alpha)},$$

puisque l'incidence de la bande hélicoïdale élémentaire est constante et fait avec l'axe XX l'angle $\beta - \alpha$. Afin de déterminer L, prenons l'équation (VIII)

$$\mathfrak{T}_u = N\lambda V^3 L \int_{r_0}^{r_1} \frac{\sin\beta - \mu\cos\beta}{\cos^2\beta\cos(\beta - \alpha)} d\rho.$$

Pour faciliter l'intégration, remplaçons la variable ρ par $\operatorname{tang}\beta$; puisque

$$\rho = \frac{V \operatorname{tang}\beta}{2\pi n},$$

on aura alors

$$\int_{r_0}^{r_1} \frac{\sin\beta - \mu\cos\beta}{\cos^2\beta\cos(\beta - \alpha)} d\rho = \frac{V}{2\pi n}\int_{\operatorname{tang}\beta_0}^{\operatorname{tang}\beta_1} \frac{(1 + \operatorname{tang}^2\beta)(\operatorname{tang}\beta - \mu)}{\cos\alpha + \operatorname{tang}\beta\sin\alpha} d\operatorname{tang}\beta,$$

les limites de l'intégration étant $\operatorname{tang}\beta_0$ et $\operatorname{tang}\beta_1$ comprenant entre elles la zone utile de l'aile; ainsi pour l'air

$$\operatorname{tang}\beta_0 = 0,5, \qquad \operatorname{tang}\beta_1 = 2,$$

et pour l'eau

$$\operatorname{tang}\beta_0 = 0,6, \qquad \operatorname{tang}\beta_1 = 2,7,$$

en admettant pour α et μ les valeurs :

Pour l'air.....	$\alpha = 1^\circ 50'$,	$\mu = 0,044$,
Pour l'eau.....	$\alpha = 3^\circ$,	$\mu = 0,08$

La valeur numérique de l'intégrale prise entre ces limites sera, en la désignant par A,

Pour l'air ..... $A = 5,41$,
Et pour l'eau ..... $A = 14,45$.

On en tirera l'expression de L :

Fraction du pas : $$L = \frac{2\pi n R}{A N \lambda V^3},$$

qui nous déterminera la distance L lorsqu'on connaît la résistance R.

Si l'on voulait déduire cette valeur de celle du travail moteur $\mathfrak{T}_m$, on n'aurait qu'à appliquer l'équation (IX)

$$\mathfrak{T}_m = \lambda V^3 N L \int_{r_0}^{r_1} \frac{\cos\beta + \mu \sin\beta}{\cos^2\beta \cos(\beta - \alpha)} \operatorname{tang}\beta \, d\rho$$

et, comme précédemment,

$$\mathfrak{T}_m = \frac{\lambda V^4 N L}{2\pi n} \int_{\operatorname{tang}\beta_0}^{\operatorname{tang}\beta_1} \frac{(1 + \mu \operatorname{tang}\beta)(1 + \operatorname{tang}^2\beta)}{\cos\alpha + \operatorname{tang}\beta \sin\alpha} \operatorname{tang}\beta \, d\operatorname{tang}\beta.$$

Désignant par B la valeur numérique de cette intégrale définie, on aura

$$\mathfrak{T}_m = \frac{\lambda N L V^4}{2\pi n} B.$$

Le calcul de l'intégrale donne

Pour l'air..... $B = 5,843$,
Et pour l'eau..... $B = 18,04$.

Divisant $\mathfrak{T}_u$ par $\mathfrak{T}_m$, on trouve le coefficient K d'utilisation de ce propulseur :

$$K = \frac{\mathfrak{T}_u}{\mathfrak{T}_m} = \frac{A}{B};$$

pour l'air $K = 0,925$, pour l'eau $K = 0,801$.

On voit que ce coefficient est indépendant de la longueur L et, par conséquent, de la fraction de pas; il ne dépend que des limites β_0 et β_1, c'est-à-dire uniquement du diamètre de l'aile et du moyeu. Toutefois, dans la pratique, il convient de ne pas dépasser certaines limites pour la fraction de pas, environ $\frac{1}{10}$ du pas total pour chaque aile. Cela provient de ce qu'une surface plane rectangulaire qui se meut dans un fluide sous une incidence α éprouve plus de résistance utile, si elle avance dans le sens de sa plus petite dimension, que si elle rencontre les filets liquides suivant sa grande longueur. Il faut donc, autant que possible, donner à l'aile une petite fraction de pas. Le rayon de l'aile et du moyeu étant déterminé par le nombre de tours de la

machine et la vitesse d'avancement, tandis que la surface de l'aile est déterminée par le travail utile à produire, il peut arriver que la fraction de pas nécessaire dépasse le rapport maximum de $\frac{1}{10}$ du pas total, admis dans la pratique : cela diminuera le rendement du propulseur. Il faudra, dans ce cas, augmenter soit le nombre des propulseurs, soit celui des ailes, de façon que, avec les diamètres déterminés, on arrive à une fraction de pas qui pour chaque aile ne dépasse pas $\frac{1}{10}$ du pas total.

Comme second exemple, admettons que nous voulions donner à l'aile une forme telle que les poussées transversales, c'est-à-dire celles qui se trouvent dans des plans perpendiculaires à l'axe, soient uniformément réparties le long du rayon central de l'aile; dans ce cas, la résultante de toutes les poussées sera appliquée au milieu de la longueur de l'aile, et la distance de ce point au centre de rotation sera le bras de levier du couple moteur.

L'équation (IX) nous donne

$$\mathfrak{T}_m = N\lambda V^3 \int_{r_0}^{r_1} \frac{\cos\beta + \mu \sin\beta}{\cos^2\beta} \operatorname{tang}\beta\, l\, d\rho.$$

Nous admettons comme condition que

$$\frac{\cos\beta + \mu \sin\beta}{\cos^2\beta} \operatorname{tang}\beta\, l = C\rho,$$

où C est une constante à déterminer; mais puisque

$$\rho = \frac{V \operatorname{tang}\beta}{2\pi n},$$

nous aurons

$$l = \frac{CV \cos\beta}{2\pi n(1 + \mu \operatorname{tang}\beta)}.$$

Nous savons, en outre, que le coefficient d'utilisation $K = \frac{\mathfrak{T}_u}{\mathfrak{T}_m}$.

On peut donc écrire

$$\mathfrak{T}_m = \frac{RV}{K} = N\lambda V^3 C \int_{r_0}^{r_1} \rho\, d\rho,$$

d'où l'on tire

$$C = \frac{2R}{NK\lambda V^2(r_1^2 - r_0^2)};$$

substituant dans l'expression de l, on obtient pour le cas considéré

Fraction de pas : $$l = \frac{R \cos\beta}{N\pi n K\lambda V(r_1^2 - r_0^2)(1 + \mu \operatorname{tang}\beta)}.$$

Si l'on voulait, pour ce cas, connaître la valeur exacte du coefficient K, il faudrait exprimer C en fonction du travail moteur :

$$C = \frac{\mathfrak{T}_m}{N\lambda V^3(r_1^2 - r_0^2)},$$

et l'on substituerait dans l'expression de l :

$$l = \frac{\mathfrak{T}_m \cos\beta}{2\pi n N \lambda V^2 (r_1^2 - r_0^2)(1 + \mu \operatorname{tang}\beta)}.$$

On calculerait ensuite la valeur du travail utile, en remplaçant, dans l'expression de $\mathfrak{T}_u$, l par sa valeur; on la diviserait par $\mathfrak{T}_m$ et l'on trouverait le coefficient d'utilisation totale pour cette nouvelle forme d'aile. Dans la pratique, on peut se contenter d'assigner à K sa valeur moyenne entre les limites r_0 et r_1, trouvée plus haut.

On peut encore, pour la détermination de la forme de l'aile, se donner comme condition que ce soient les poussées longitudinales, parallèles à l'axe XX, qui devront être uniformément réparties le long du rayon principal; dans ce cas, il faudra poser

$$C = \frac{\sin\beta - \mu\cos\beta}{\cos^2\beta}\, l;$$

d'où

$$l = \frac{C\cos\beta}{(\operatorname{tang}\beta - \mu)},$$

et alors

$$\mathfrak{T}_u = N\lambda V^2 C \int_{r_0}^{r_1} d\rho;$$

donc

Fraction du pas pour un autre cas : $$l = \frac{R\cos\beta}{N\lambda V^2 (r_1 - r_0)(\operatorname{tang}\beta - \mu)}.$$

Par les exemples qui précèdent, on voit que la forme de l'aile dépend de la condition fondamentale qu'on se pose. Si l'on fait le tracé pour les trois cas que nous venons d'examiner, on voit que, dans le premier, l'aile va en s'élargissant en éventail du moyeu à la périphérie, tandis que dans les deux autres exemples la surface est plus large vers le moyeu, et va en se rétrécissant vers l'extrémité.

On peut varier à l'infini les formes des ailes du propulseur, selon les conditions initiales qu'on se donne pour relier les variables l et β. Afin d'éviter de trop grandes largeurs de surface au moyeu, on pourra se proposer que les poussées transversales, au lieu d'être uniformément réparties, comme dans notre deuxième exemple, aillent en augmentant suivant une loi simple d'accroissement exprimée, par exemple, par une fonction de la forme $(\rho + a)C$, où C est le paramètre à déterminer. Nous aurons, comme précédemment,

$$\mathfrak{T}_m = N\lambda V^2 \int_{r_0}^{r_1} l \frac{\cos\beta + \mu\sin\beta}{\cos^2\beta} \operatorname{tang}\beta\, d\rho = 2\pi n N\lambda V^2 \int_{r_0}^{r_1} l \frac{\cos\beta + \mu\sin\beta}{\cos^2\beta}\, \rho\, d\rho.$$

Nous poserons comme condition que la poussée transversale élémentaire s'exprime par $C(\rho + a)\, d\rho$; donc le travail du couple moteur s'exprimera par

$$\mathfrak{T}_m = 2\pi n N \int_{r_0}^{r_1} C(\rho + a)\rho\, d\rho$$

et il faut que l soit tel qu'il satisfasse à l'équation

$$\lambda V^2 \frac{l(\cos\beta + \mu \sin\beta)}{\cos^2\beta} = C(\rho + a);$$

d'où

$$l = \frac{C(\rho + a)\cos^2\beta}{\lambda V^2(\cos\beta + \mu\sin\beta)} = \frac{C(V\operatorname{tang}\beta + 2\pi n a)\cos\beta}{2\lambda V^2 \pi n(1 + \mu \operatorname{tang}\beta)}.$$

Pour déterminer la valeur de C, nous pouvons considérer l'équation

$$\mathfrak{T}_m = \frac{RV}{K} = 2\pi n N \int_{r_0}^{r_1} C(\rho + a)\rho\, d\rho,$$

$$\frac{RV}{K} = 2\pi n NC\left(\frac{r_1^3 - r_0^3}{3} + a\frac{r_1^2 - r_0^2}{2}\right),$$

ce qui donne

$$C = \frac{RV}{2\pi n NK\left(\frac{r_1^3 - r_0^3}{3} + a\frac{r_1^3 - r_0^2}{2}\right)},$$

et en remplaçant dans l'expression de l, on a définitivement

Fraction de pas déterminée pour un autre cas :

$$l = \frac{R(V\operatorname{tang}\beta + 2\pi n a)\cos\beta}{4\pi^2 n^2 NK\lambda V(1 + \mu\operatorname{tang}\beta)\left(\frac{r_1^3 - r_0^3}{3} + a\frac{r_1^2 - r_0^2}{2}\right)}.$$

Pour le tracé de l'aile, on calculera les différentes valeurs de l correspondant aux valeurs croissantes de $\operatorname{tang}\beta$, depuis $\operatorname{tang}\beta_0$ pour r_0 jusqu'à $\operatorname{tang}\beta_1$ pour r_1, et on les portera à leurs positions respectives sur le rayon principal, c'est-à-dire à des distances du centre $\rho = \frac{V\operatorname{tang}\beta}{2\pi n}$, en les mesurant sur les hélices résultant de la section de la surface de la palette par un cylindre du même rayon. On peut disposer ces longueurs l en les partageant en deux parties égales et portant sur la section hélicoïdale une moitié de chaque côté du rayon principal, ce qui partagera ainsi la palette longitudinalement en deux parties égales. Dans certains cas, comme par exemple celui des hélices dans l'air où, à cause de la légèreté nécessaire des organes, on évite les fortes épaisseurs, il est quelquefois avantageux de partager les largeurs l en deux parties représentant l'une 0,2 de la largeur totale, et l'autre 0,8 de l, puis de porter du côté de la génératrice d'entrée la partie égale à 0,2 de l, en laissant les 0,8 de la largeur, du côté de la génératrice de sortie, de façon que le rayon principal partage la surface totale de la palette en deux parties longitudinales dans le rapport de 1 à 5; voici pourquoi cette disposition est avantageuse : on sait que le centre de pression d'un plan qui se meut dans un fluide se trouve en un point qui dépend de l'incidence du plan sur la direction du mouvement; M. Joëssel a montré que la position de ce centre de pression est exprimée par la formule

$$d = (0,2 + 0,3\sin\alpha)l,$$

en appelant d la distance du centre de pression au bord antérieur du plan (ici ce sera la génératrice d'entrée), l la largeur du plan et α l'incidence; on peut conclure que pour de petites incidences, telles que l'incidence optima dans l'air et dans l'eau, l'expression se rapprochera de

$$d = 0,2l.$$

Donc, en disposant la surface de la palette ainsi que nous l'avons indiqué, les pressions seront uniformément réparties des deux côtés du rayon principal, qui deviendra ainsi le lieu des centres des pressions partielles. Cette disposition évitera la tendance à la torsion.

De tout ce qui précède on peut voir combien il est facile, par la méthode que nous proposons, de déterminer rigoureusement tous les éléments d'une hélice propulsive donnant un bon rendement, du moment que l'on connaît les valeurs des coefficients μ et λ.

Pour l'air, ces coefficients sont dès aujourd'hui suffisamment connus pour permettre de calculer, avec une approximation suffisante des propulseurs hélicoïdaux donnant des rendements moyens de 0,90.

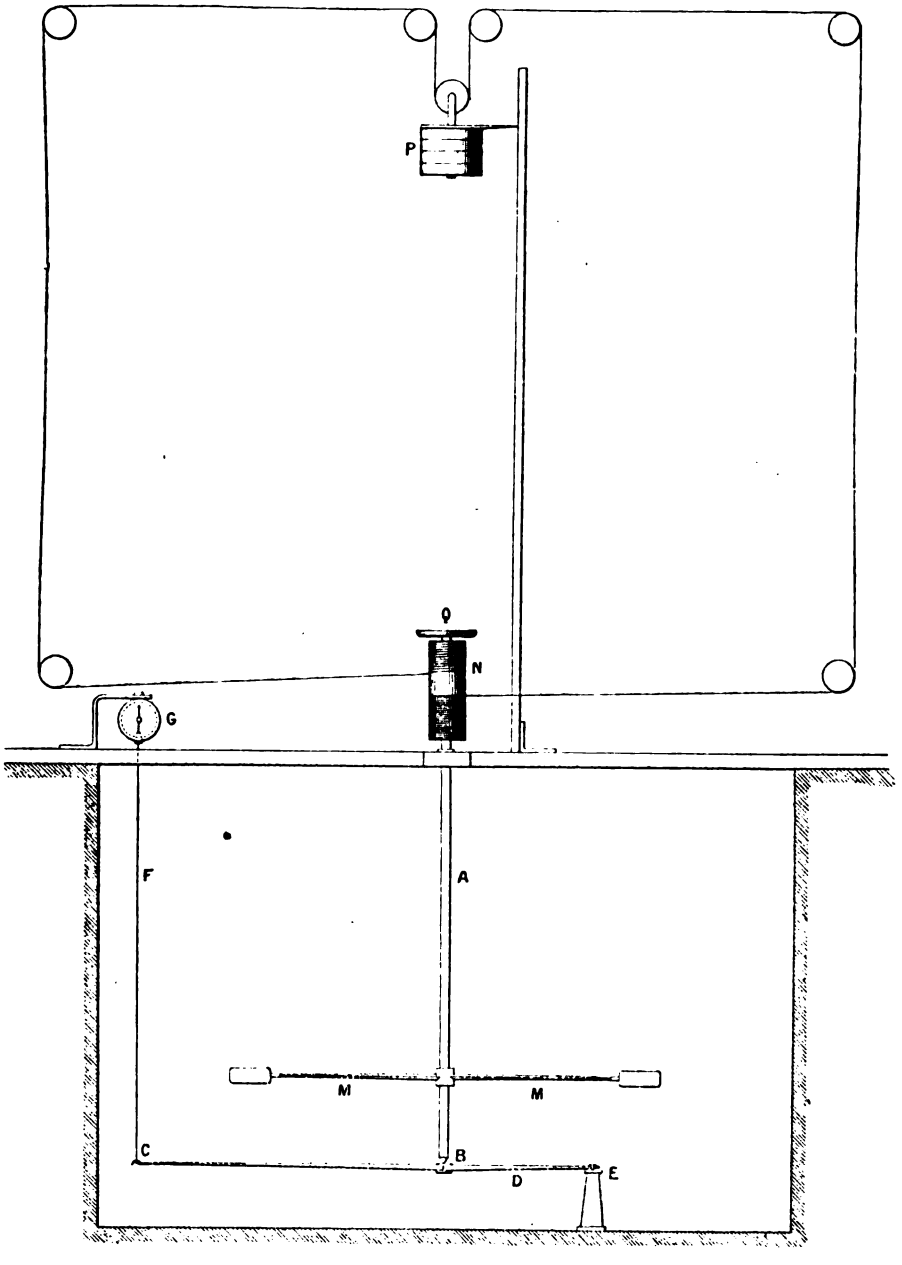
Pour ce qui est de l'eau, ces coefficients sont encore à déterminer; c'est pourquoi il serait extrêmement désirable d'entreprendre quelques expériences dans le but d'avoir une fois pour toutes ces éléments si indispensables pour le calcul des hélices propulsives.

L'expérience pourrait être tentée de la façon suivante :

Dans un bassin, de dimensions même restreintes, on disposerait un arbre vertical tournant A (*fig.* 5). L'extrémité inférieure de l'arbre serait supportée par une crapaudine B portée par un levier horizontal CD. Ce levier, représentant un fléau de balance, serait mobile sur un couteau E fixé sur un support. L'extrémité du fléau C serait reliée, au moyen d'une tige verticale F, au ressort d'un dynamomètre G, de façon que la tension du ressort donnerait la mesure de la pression que l'arbre A exerce sur la crapaudine portée par le fléau. Vers l'extrémité inférieure de l'arbre seraient fixés deux bras M, de section convenable pour ne pas opposer au mouvement dans l'eau de résistance considérable; la longueur de ces bras pourrait être de 1^m environ; ils seraient disposés dans le prolongement l'un de l'autre. La partie supérieure de l'arbre A, au-dessus du coussinet dans lequel l'arbre peut librement glisser dans le sens de sa longueur, porterait un tambour N de longueur suffisante et d'un diamètre pas trop considérable, $0^m,20$ environ. Sur ce tambour s'enrouleraient, dans deux sens opposés, les deux brins d'un câble métallique très mince et très flexible, de façon à être tangents au tambour à l'extrémité d'un même diamètre et tirant chacun dans un sens opposé. Ces câbles minces, passant sur des poulies de renvoi, remonteraient à une certaine hauteur, puis, revenant sur d'autres poulies, ils se réuniraient et porteraient, au moyen d'une poulie de palan, un poids P, qui servirait, par sa chute, de moteur pour faire tourner l'arbre par l'intermédiaire du tambour.

On commencerait d'abord une première série d'expériences servant à déterminer la résistance des bras seuls dans l'eau, tournant à des vitesses qu'on

Fig. 5.



augmenterait consécutivement par l'augmentation de la charge motrice; on n'enregistrerait les observations que lorsque la vitesse serait devenue uni-

forme : la descente du poids le long d'une règle graduée, mesurée au moyen d'un compteur à secondes, permettrait de constater l'uniformité de la vitesse; la charge déterminerait la résistance éprouvée. On tracerait, par ce moyen, une première courbe des résistances du mécanisme seul en fonction des vitesses.

Ensuite on fixerait, à l'extrémité des bras tournants, deux palettes d'un dixième de mètre carré de surface, par exemple; on les fixerait horizontalement de façon à ne pas avoir, pendant la rotation, de composante verticale.

On recommencerait la série d'expériences, qui donnerait une autre courbe analogue à la première, déterminant, par la différence des ordonnées des deux courbes, la résistance due aux frottements des palettes, à leur épaisseur, etc.

Ensuite on donnerait aux deux palettes une première inclinaison de 1° par exemple avec l'horizon, en faisant tourner les bras dans un sens tel que la composante verticale tende à soulever l'appareil. Il est évident que, lorsque le manège se mettra à tourner, l'arbre sera allégé et le dynamomètre relèvera le bras de levier; on ajoutera alors dans le plateau Q, placé sur l'extrémité supérieure de l'arbre vertical, des poids supplémentaires pour ramener l'observation à zéro. La valeur des poids ajoutés mesurera la poussée verticale due à la rotation des palettes, et le poids moteur déterminera la résistance nuisible, plus les résistances inertes du mécanisme, connues d'ailleurs par les expériences précédentes. En faisant varier les angles d'incidence des palettes et les vitesses de rotation, on arrivera facilement à trouver l'incidence pour laquelle le rapport de l'effort moteur à la poussée verticale sera minimum. On aura, par conséquent, α et μ. La mesure de la poussée verticale, connaissant la surface et la vitesse, déterminera du même coup λ. On voit donc combien il serait facile d'organiser des expériences pour la détermination directe de ces coefficients, si importants pour l'étude des hélices. Ces coefficients, une fois connus, donneraient la possibilité de calculer rigoureusement à l'avance tous les éléments des hélices propulsives pour chaque cas déterminé.

Le Mémoire de M. Drzewiecki a donné lieu aux observations suivantes :

M. Normand fait remarquer que l'angle formé par la face choquante de l'aile avec l'eau est estimé à 3°. Ce chiffre paraît très insuffisant. En effet, l'angle d'incidence formé par l'épaisseur de l'aile est rarement inférieur à 10°. Dans ce cas, l'extrados de l'aile attaquerait l'eau sous un angle de 7° pour actionner le navire en arrière.

En second lieu, M. Drzewiecki conseille de distribuer la surface des ailes de telle sorte que la pression de l'eau ne modifie point le pas. Il paraît utile, au contraire, de faire en sorte que le pas de l'aile diminue avec la pression qu'elle supporte, car, par suite du mouvement ascensionnel de l'eau à l'AR, l'aile descendante attaque l'eau sous un angle

beaucoup plus grand et exerce une pression beaucoup plus forte que l'aile ascendante. Si le pas diminue avec la pression en raison de la flexibilité des ailes, la différence entre les deux actions diminue aussi, et l'on se rapproche des conditions d'utilisation maxima où la pression de l'hélice est uniforme pour tous les angles du cylindre d'eau sur lequel elle agit.

M. Drzewiecki confirme cette idée en rappelant les essais faits par lui sur un canot avec une hélice absolument flexible, constituée par des lames de ressorts; dans ces expériences, il dit avoir obtenu une économie de 30 pour 100, comparativement aux résultats donnés par une hélice rigide.

M. Daymard, se plaçant à un autre point de vue, a fait remarquer que les essais d'hélices en eau calme donnent généralement de bons rendements, et conduisent à des fractions de pas très faibles; mais ces mêmes hélices seraient déplorables dans la grosse mer, parce qu'elles s'affoleraient beaucoup plus vite. On est donc conduit à augmenter la fraction de pas de l'hélice pour les navires qui sont appelés à faire un service régulier par tous les temps et souvent, sur les paquebots, les meilleures hélices à la mer ne sont pas celles qui ont donné les plus brillants essais : on prend une moyenne. Au lieu d'avoir, comme il conviendrait théoriquement, une hélice d'hiver et une hélice d'été, on choisit une hélice de demi-saison.

NOTE

RELATIVE A

UNE NOUVELLE MÉTHODE

POUR LE

CALCUL DES CARÈNES INCLINÉES[1],

PAR M. CH. DOYÈRE,
Ingénieur de la Marine,
Sous-Directeur de l'École d'application du Génie maritime.

I. — Exposé de la méthode nouvelle sous sa forme complète.

1. *Calculs relatifs à une carène isolée.* — Le calcul de la stabilité d'un navire sous des angles d'inclinaison finis exige des relevés très longs et des opérations laborieuses; toute recherche ayant pour but de les faciliter ou d'en abréger la durée présente par suite un certain intérêt.

Or, en étudiant les diverses solutions actuellement connues de cette question, il nous a paru possible d'aborder le problème dans une direction nouvelle et nous avons été conduits ainsi à la conception d'une méthode de calcul que nous allons exposer, et qui nous paraît pouvoir soutenir avantageusement la comparaison avec les plus rapides des méthodes en usage aujourd'hui.

Elle présente, en effet, un caractère d'extrême simplicité, aussi bien comme application que comme principe.

Comme dans la méthode de MM. Benjamin et Spence, on se borne à déterminer, pour une carène oblique donnée, son volume et la distance de son

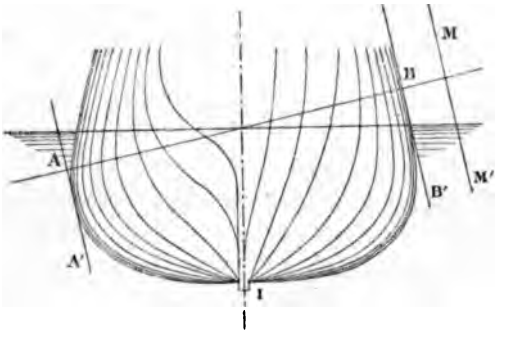
[1] L'étude suivante est un extrait de deux Notes plus complètes sur le même objet, rédigées en octobre 1891 et mars 1892 : nous l'avons strictement réduite à sa partie pratique, en supprimant, en particulier, toute comparaison, au point de vue de l'exactitude et de la rapidité, entre les méthodes actuellement employées et celles dont nous présentons l'exposé : nous laissons à chacun le soin de faire ces comparaisons.

centre à un plan des moments perpendiculaire à l'intersection de la flottaison inclinée qui la limite avec les plans des couples.

Mais, au lieu de partager la carène en tranches par des plans parallèles à la flottaison inclinée, on la subdivise par des plans *perpendiculaires à cette flottaison et parallèles au plan des moments.*

Ainsi, soit (*fig.* 1), en projection sur le vertical du plan des formes, AB la flottaison oblique qui limite la carène considérée. Menons, perpendiculai-

Fig. 1.



rement à AB, deux plans tangents à la carène, ou du moins passant par ses points le plus à droite et le plus à gauche.

Entre ces plans extrêmes, intercalons n plans parallèles équidistants, numérotés de 1 à n, mais tels que si h est l'équidistance de ces plans, les plans 1 et n soient à une distance égale seulement à $\frac{h}{2}$ des plans $\overline{AA'}$ et $\overline{BB'}$.

Relevons dans chacune de ces sections les ordonnées des couples, comptées à partir de la flottaison AB. Il est clair que, si nous appelons Y_K la somme des ordonnées relevées dans la section inclinée d'ordre K en affectant du coefficient $\frac{1}{2}$ les deux ordonnées extrêmes, l'aire de cette section est représentée par λY_K (λ étant l'équidistance des couples du plan des formes).

Par suite, le volume de la carène est évidemment

$$V = h\lambda(Y_1 + Y_2 + Y_3 + \ldots + Y_{n-1} + Y_n),$$

ou, en posant

$$S = (Y_1 + Y_2 + Y_3 + \ldots + Y_{n-1} + Y_n),$$

$$V = h\lambda S. \tag{1}$$

Cherchons le moment de ce volume par rapport à un plan des moments MM' parallèle aux sections obliques et situé à une distance $\frac{h}{2}$ de la section BB', en dehors de la carène.

Le cylindre élémentaire de hauteur h, qui correspond à la section d'ordre K, a pour volume $h\lambda Y_K$.

La distance de son centre de gravité au plan des moments est Kh. Donc son moment par rapport à ce plan est $h^2\lambda KY_K$ et le moment total de la carène est

$$M = h^2\lambda(1Y_1 + 2Y_2 + 3Y_3 + \ldots + (n-1)Y_{n-1} + nY_n)$$

ou, en posant

$$\Sigma = 1Y_1 + 2Y_2 + 3Y_3 + \ldots + (n-1)Y_{n-1} + nY_n,$$

$$M = h^2\lambda\Sigma.$$

On tire de là la valeur de la distance du centre de carène au plan des moments

$$\xi = \frac{M}{V}$$

ou

$$(2) \qquad \xi = h\frac{\Sigma}{S},$$

et, par suite, la distance Δ du fond de carène I à la verticale de la poussée,

$$(3) \qquad \Delta = d - \xi,$$

en appelant d la distance du fond de carène au plan des moments.

On voit que la détermination des éléments intéressants d'une carène inclinée est tout ce qu'il y a de plus simple. On n'a à effectuer que des sommes d'ordonnées et les produits de ces sommes par les facteurs 1, 2, 3, ..., n. Mais pas de carrés d'ordonnées, pas de cubes, pas de formules où entre l'emploi des lignes trigonométriques.

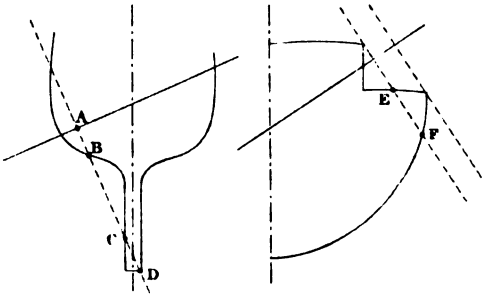
Le relevé des ordonnées s'effectue, comme à l'ordinaire, sur le vertical du plan des formes, ou mieux, lorsqu'on veut faire les déterminations avec plus de précision, sur un vertical à plus grande échelle (5^{cm} par mètre par exemple) que l'on exécute d'après le relevé du tracé à la salle.

En général, une section oblique ne rencontre chaque couple qu'en un point. Il arrive cependant que les couples de l'extrême avant et de l'extrême arrière, ou bien ceux qui présentent des formes discontinues sont coupés en deux ou plusieurs points par la même section : tel est par exemple le cas des deux couples représentés par la *fig.* 2. L'ordonnée correspondante est alors la partie de la trace de la section qui se trouve comprise à l'intérieur du couple, c'est-à-dire ($\overline{AB} + \overline{CD}$) dans le premier cas, $\overline{EF}$ dans le second. Ce sont ces quantités que l'on inscrira dans les Tableaux, en ayant soin de les distinguer d'une façon spéciale, en les soulignant par exemple, afin de rappeler qu'elles correspondent à des ordonnées que nous appellerons *singulières*. Nous verrons tout à l'heure la raison de cette distinction. Ces ordonnées sont d'ailleurs, en général, très peu nombreuses.

Pour relever les ordonnées, il serait commode de tracer deux verticaux complets, un pour l'avant, l'autre pour l'arrière, au lieu de deux demi-verticaux juxtaposés. Mais ce n'est nullement indispensable, et en reproduisant

réseau des sections obliques dans deux positions symétriques par rapport au plan diamétral du navire, on arrive à faire très correctement les relevés en aidant d'une feuille de papier à calquer sur laquelle on reproduit le contour

Fig. 2.



des couples que l'on soupçonne de pouvoir être rencontrés en deux ou plusieurs points par une même section et en appliquant ce calque, dans la position voulue, sur le vertical.

Pour que les calculs présentent un caractère suffisant d'approximation, il faut que l'équidistance h des sections obliques ne soit pas trop grande, étant donné surtout que, dans cette méthode comme dans les autres, on ne fera pas en général de corrections d'aboutissement. Il paraît devoir suffire de prendre dans tous les cas n égal à 20.

2. *Calculs relatifs à une station correspondant à une inclinaison θ.* — Il s'agit maintenant de passer du calcul d'une carène inclinée unique à la détermination d'une station complète correspondant à une inclinaison donnée θ, de façon à pouvoir trouver les éléments de la stabilité pour les isocarènes d'un certain nombre de déplacements différents.

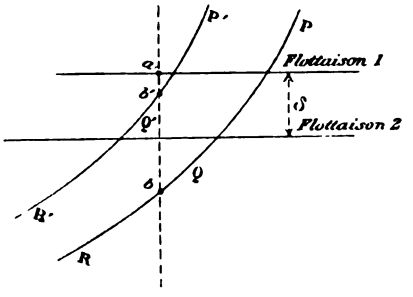
Pour cela, ayant tracé une flottaison n° 1 ayant l'inclinaison θ et limitant sûrement un volume supérieur au volume maximum que l'on aura à considérer, on trace, en dessous de cette flottaison 1, des flottaisons 2, 3, 4, ... parallèles et équidistantes : leur équidistance δ est absolument arbitraire, mais ne doit cependant pas devenir trop grande, sous peine de nuire à la précision des interpolations. En général on s'arrangera, s'il est possible, de façon que les flottaisons obliques 1 et 3 comprennent entre elles toute la tranche intéressante; on pourra cependant ajouter une quatrième et une cinquième flottaison, si on le juge utile. Il y a avantage, ainsi qu'on le verra ci-dessous, *à choisir pour δ un nombre rond,* par exemple $0^m,50$ ou 1^m suivant la grandeur du navire pour lequel on opère.

Les flottaisons inclinées étant tracées, ainsi que le réseau des sections obliques perpendiculaires à ces flottaisons, on relève les ordonnées de la carène 1 et l'on fait les calculs relatifs à cette carène, comme il a été dit ci-dessus, au moyen d'un Tableau du modèle de ceux qui font suite à cette Note.

Mais, s'il fallait recommencer les mêmes relevés et les mêmes calculs pour les carènes 2, 3, 4, ..., les opérations deviendraient très longues. Heureusement, les remarques suivantes permettent de déduire très rapidement les éléments des carènes 2, 3, 4, ... de ceux de la carène 1.

Soient les flottaisons inclinées 1 et 2. Considérons une des sections obliques. Pour un couple tel que PQR dont l'ordonnée $\overline{ab}$ correspondant à la carène 1

Fig. 3.



est plus grande que δ, l'ordonnée, dans cette même section, pour la carène 2, sera évidemment $\overline{ab} - \delta$.

Pour un couple tel que P'Q'R' dont l'ordonnée $\overline{ab'}$ correspondant à la carène 1 est plus petite que δ, l'ordonnée pour cette même section dans la carène 2 sera nulle.

De la seule inspection du Tableau des ordonnées de la carène 1, on déduit donc la valeur des ordonnées de la carène 2; il n'y a d'exception que pour les ordonnées singulières, pour lesquelles il faudra relever directement la quantité dont elles diminuent quand on passe de la carène 1 à la carène 2. Mais, comme elles sont peu nombreuses, la complication est peu sensible.

Voici donc pratiquement comment on passera de la carène 1 à la carène 2.

Pour chaque colonne correspondant aux diverses sections obliques :

1° On comptera le nombre n des ordonnées non singulières plus grandes que δ [1] et l'on fera le produit $n\delta$. C'est pour faciliter le calcul de ce produit qu'il est intéressant de prendre pour δ un nombre rond, comme nous l'avons dit ci-dessus.

2° On fera la somme p des ordonnées non singulières plus petites que δ.

3° On relèvera sur le plan la réduction C à opérer sur les ordonnées singulières.

On fera la somme $y = n\delta + p + C$.

[1] En comptant comme une demi-ordonnée seulement celles qui correspondent aux lignes PP'V et PP'R.

Il est évident que, si l'on pose

$$s_2 = y_1 + y_2 + \ldots + y_K + \ldots + y_{n-1} + y_n$$

et

$$\sigma_2 = 1y_1 + 2y_2 + \ldots + Ky_K + \ldots + (n-1)y_{n-1} + ny_n,$$

on aura

$$S_2 = S_1 - s_2$$

et

$$\Sigma_2 = \Sigma_1 - \sigma_2,$$

valeurs de S_2 et de Σ_2, d'où l'on déduira le V_2 et le Δ_2 correspondant à la carène 2.

On passera de la carène 1 à la carène 3 de la même façon, mais en remplaçant δ par 2δ.

De même on passera de la carène 1 à la carène 4, mais en remplaçant δ par 3δ, et ainsi de suite.

3. *Détermination des conditions de la stabilité pour les isocarènes d'un déplacement donné.* — On fera de la sorte une série de stations correspondant aux inclinaisons de 10°, 20°, 30°, 40°, ... Puis, pour déterminer les hauteurs métacentriques et les bras de levier de redressement successifs correspondant à ces inclinaisons pour les isocarènes d'un volume donné, égal à V_0, on procédera, à la façon ordinaire, au moyen de courbes d'interpolation, dont le tracé, très simple, s'exécutera comme il suit :

Courbes d'interpolation. — On portera en abscisses les valeurs de V relatives, pour chaque inclinaison θ, aux carènes limitées par les flottaisons obliques 1, 2, 3, 4, ... Sur les ordonnées correspondant à ces abscisses, on portera les valeurs corrélatives de Δ, puis on joindra par des courbes continues les points relatifs à une même valeur de θ.

On aura ainsi un faisceau de courbes.

Si l'on prend maintenant sur l'axe des volumes une abscisse égale à V_0 et si l'on mène l'ordonnée correspondante, l'intersection de cette ordonnée avec les diverses courbes donnera les valeurs de Δ correspondant au volume V_0 et aux inclinaisons successives $\theta = 10°$, $\theta = 20°$, $\theta = 30°$, ..., etc.

Une fois Δ connu pour des valeurs données de V_0 et de θ, on a la hauteur métacentrique correspondante par la formule

$$H = \frac{\Delta}{\sin\theta} - c_0,$$

dans laquelle c_0 représente la hauteur, au-dessus du fond de carène, du centre de la carène droite de volume égal à V_0.

Le bras de levier X du couple de stabilité de formes est de même donné par la formule

$$X = \Delta - c_0 \sin\theta,$$

et le bras de levier b du couple total de stabilité ou *bras de levier de redressement* par la formule

$$b = \Delta - g \sin \theta,$$

dans laquelle g est la hauteur, au-dessus du fond de carène, du centre de gravité correspondant à l'état de chargement considéré.

Il peut être intéressant de connaître la profondeur de carène à laquelle correspond chacune des flottaisons isocarènes de V_0. Pour cela, on tracera pour chaque station, sur les mêmes abscisses que ci-dessus, une courbe ayant pour ordonnées les profondeurs de carène relatives aux flottaisons obliques 1, 2, 3, 4, ... de cette station. Il suffira ensuite de prendre l'intersection de ces courbes avec l'ordonnée correspondant à l'abscisse V_0 pour avoir les profondeurs de carène cherchées.

4. On trouvera, à la suite de cette Note (*Pl. I*), un modèle des Tableaux à employer pour l'inscription des ordonnées et pour l'exécution des calculs qu'exige la méthode que nous venons d'exposer.

Les chiffres qu'il contient sont relatifs à l'*Iphigénie,* navire pour lequel nous avons effectué les calculs complets depuis 0° jusqu'à 50° d'inclinaison.

Nous donnons également le Tableau résumant les résultats des calculs, ainsi que le tracé des courbes d'interpolation qui ont servi à déterminer les éléments portés dans ce Tableau (*Pl. II*).

Voici, à titre de comparaison, les valeurs de la distance du fond de carène à la verticale de la poussée, trouvées pour l'*Iphigénie,* au déplacement de 3430 tonneaux (armement de 1891) : 1° par la méthode Benjamin et Spence; 2° par notre méthode complète.

IPHIGÉNIE. — *Distance du fond de carène à la verticale de la poussée.*

	Méthode	
	Benjamin et Spence.	nouvelle.
	m	m
Inclinaison de 10°	1,254	1,240
» 20°	2,445	2,420
» 30°	3,556	3,540
» 40°	4,523	4,480
» 50°	5,289	5,280

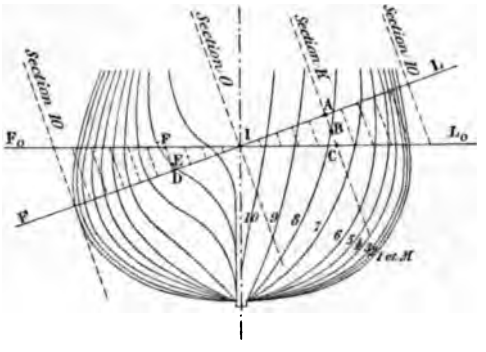
Ces chiffres montrent qu'il y a concordance entre la méthode Spence et la méthode nouvelle, dans les limites de l'approximation que paraissent comporter des calculs de ce genre.

II. — Méthode abrégée, applicable dans le cas où l'on n'a en vue que les isocarènes d'un seul déplacement.

5. *Principe de la méthode abrégée.* — Dans le cas où l'on ne cherche les éléments de la stabilité que pour les isocarènes d'un seul déplacement, ainsi qu'il arrive, par exemple, quand on fait les études d'un avant-projet de navire, on peut simplifier notablement les calculs et les relevés d'ordonnées en opérant comme il suit :

Soit (*fig.* 4) F_0L_0 la flottaison droite limitant le déplacement pour lequel on veut opérer. Menons la flottaison FL, isobathe de F_0L_0 et ayant l'inclinaison θ. Nous allons, comme dans la méthode complète exposée précédemment, opérer au moyen d'ordonnées perpendiculaires à FL; mais, au lieu

Fig. 4.



d'évaluer le volume et le moment de la carène totale limitée par FL, nous évaluerons seulement ces éléments pour les onglets compris entre FL et F_0L_0.

L'avantage qui en résulte est le suivant :

Si nous considérons une section d'ordre K, située à une distance Kh du point I, cette section détermine, dans le couple 8N par exemple, une ordonnée telle que AB; mais, dans tous les couples de numéro inférieur 7, 6, 5, ..., l'ordonnée AC qu'elle détermine n'a pas besoin d'être relevée : elle est la même pour tous et égale à Kh tangθ. Quant aux couples 9 et 10, ils ne sont point rencontrés par la section K dans les limites de l'onglet, et les ordonnées qui leur correspondent dans cette section sont nulles.

La quantité d'ordonnées qu'on a à relever sur le plan se trouve ainsi considérablement réduite. Les additions sont, en outre, rendues beaucoup plus rapides; car, dans chaque colonne correspondant à chaque section, un grand nombre d'ordonnées deviennent égales.

La répartition des ordonnées se fera d'une façon un peu différente de celle que nous avons indiquée précédemment pour la méthode générale.

On mènera une section 0 passant par le point I, une section 10 passant par le point extrême de l'onglet le plus large; on subdivisera l'intervalle entre la section 0 et la section 10 en dix parties égales et l'on prolongera la subdivision de part et d'autre de I, de façon à avoir dix ordonnées du côté de l'onglet immergé et autant du côté de l'onglet émergé. On tracera ensuite le réseau dans la position symétrique par rapport à l'axe du navire, et l'on relèvera :

A droite et au-dessus de F_0L_0, les ordonnées immergées de l'avant;

A gauche et au-dessus de F_0L_0, les ordonnées immergées de l'arrière;

A droite et au-dessous de F_0L_0, les ordonnées émergées de l'avant;

A gauche et au-dessous de F_0L_0, les ordonnées émergées de l'arrière.

Grâce à ces dispositions, la petite difficulté qui, dans le cas de la méthode complète, résultait de l'existence des ordonnées singulières [1] se trouve éliminée, et il n'y a plus, par suite, aucune nécessité de reproduire le contour des couples, au moyen de papier à calquer, dans deux positions symétriques.

Comme dans la méthode complète, on fera les sommes des colonnes d'ordonnées, puis les sommes

$$S_i = Y'_1 + Y'_2 + \ldots + Y'_{10}$$

et

$$S_e = Y''_1 + Y''_2 + \ldots + Y''_{10}$$

relatives aux onglets immergés et émergés.

Si l'on appelle V_0 le volume de la carène droite F_0L_0, le volume de la carène oblique, limitée par FL, est évidemment

$$V = V_0 + h\lambda(S_i - S_e)$$

ou, en posant

$$S = S_i - S_e,$$

$$V = V_0 + h\lambda S.$$

De même, en posant

$$\Sigma_i = 1Y'_1 + 2Y'_2 + 3Y'_3 + \ldots + 10Y'_{10},$$

$$\Sigma_e = 1Y''_1 + 2Y''_2 + 3Y''_3 + \ldots + 10Y''_{10}.$$

et

$$\Sigma = \Sigma_i + \Sigma_e,$$

la somme algébrique des moments des onglets, comptés positivement du côté de l'immersion, sera

$$m = m_i + m_e = h^2\lambda(\Sigma_i + \Sigma_e) = h^2\lambda\Sigma.$$

---

[1] En réalité, il arrive, surtout dans les formes de l'arrière, que certaines ordonnées telles que DF (*fig.* 4) n'ont point leur pied dans la flottaison oblique limitant l'onglet; il est bien entendu que, pour de semblables ordonnées, on ne doit compter que la partie qui se trouve à l'intérieur de l'onglet, c'est-à-dire, dans le cas de la figure, EF et non DE. On appellera *singulières* et l'on soulignera dans les Tableaux les ordonnées qui se trouvent dans ce cas.

On en déduirait la distance du centre de gravité de l'ensemble des deux onglets au plan de la section 0. Mais nous n'avons pas besoin d'effectuer ce calcul pour la carène limitée par la flottaison FL. Ce qu'il nous faut, c'est passer des éléments de cette carène à ceux d'une carène limitée par une flottaison F_1L_1 parallèle à FL, et isocarène de F_0L_0.

Nous allons d'abord déterminer la distance ε entre les flottaisons F_1L_1 et FL.

Pour cela, remarquons que le point où chacune des ordonnées non singulières des onglets, tant immergé qu'émergé, rencontre la flottaison FL est le centre d'un rectangle, de surface égale à $h\lambda$, qui représente un élément de l'aire de cette flottaison. Si, par suite, nous appelons n'_1, n'_2, n'_3, ..., n''_1, n''_2, n''_3, ... le nombre des ordonnées non singulières de chaque section (du côté de l'immersion et du côté de l'émersion), et si nous posons

$$N_i = n'_1 + n'_2 + n'_3 + \ldots + n'_{10},$$
$$N_e = n''_1 + n''_2 + n''_3 + \ldots + n''_{10},$$
$$N = N_i + N_e,$$

l'aire de la flottaison FL est, avec une approximation suffisante pour ne pas entraîner d'erreur pratiquement sensible sur la valeur de ε, représentée par

$$A = h\lambda N.$$

En considérant donc la tranche comprise entre FL et F_1L_1 comme un cylindre droit ayant pour base la flottaison FL, nous aurons

$$h\lambda N\varepsilon = V - V_0 = h\lambda S.$$

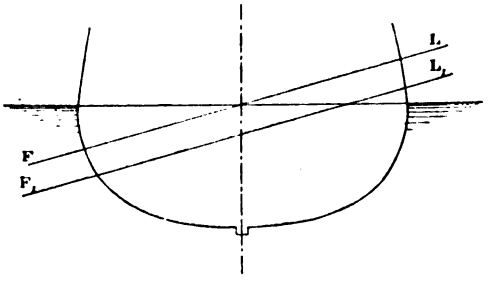
On tire de là

$$\varepsilon = \frac{S}{N}. \tag{1}$$

Nota. ε est positif si $S_i > S_e$, c'est-à-dire si FL est au-dessus de F_1L_1; il est négatif dans le cas contraire.

Voyons maintenant ce que deviendra le moment m des onglets.

Fig. 5.



En passant de FL à F_1L_1, toutes les ordonnées de l'onglet immergé sont diminuées de ε, toutes celles de l'onglet émergé sont augmentées de ε. Il suit

de là que, si nous posons

$$1n'_1 + 2n'_2 + 3n'_3 + \ldots + 9n'_9 + 10n'_{10} = Q_i,$$
$$1n''_1 + 2n''_2 + 3n''_3 + \ldots + 9n''_9 + 10n''_{10} = Q_e,$$

on aura

$$\Sigma'_i = \Sigma_i - Q_i\varepsilon$$

et

$$\Sigma'_e = \Sigma_e + Q_e\varepsilon;$$

d'où

$$\Sigma_1 = \Sigma'_i + \Sigma'_e = \Sigma_i + \Sigma_e - (Q_i - Q_e)\varepsilon,$$

ou, en posant

$$Q_i - Q_e = Q,$$

(2) $$\Sigma_1 = \Sigma - Q\varepsilon.$$

Le moment des nouveaux onglets, par rapport au plan de la section 0 sera donc

$$m_1 = h^2\lambda\Sigma_1.$$

Par suite, le moment de la carène oblique totale par rapport à ce même plan sera, en appelant c_0 la distance du centre de la carène droite en dessous de F_0L_0,

$$m = h^2\lambda\Sigma_1 - V_0c_0\sin\theta.$$

La distance de la verticale de la poussée au plan o est donc

$$\xi = \frac{m}{V_0} = \frac{h^2\lambda\Sigma_1}{V_0} - c_0\sin\theta;$$

sa distance au centre de carène C_0, c'est-à-dire le bras de levier du couple de stabilité de formes, est

(3) $$X = h^2\lambda\frac{\Sigma_1}{V_0},$$

et, enfin, le bras de levier de redressement est

(4) $$b = X - a\sin\theta,$$

a étant la distance du centre de gravité du navire au centre de carène C_0.

6. *Résumé des formules précédentes.* — En résumé, en posant

$S_i = Y'_1 + Y'_2 + \ldots\ldots\ldots\ldots + Y'_{10}\ldots\ldots\ldots$ (côté de l'immersion)
$S_e = Y''_1 + Y''_2 + \ldots\ldots\ldots\ldots + Y''_{10}\ldots\ldots\ldots$ (côté de l'émersion)
$S = S_i - S_e$
$\Sigma_i = 1Y'_1 + 2Y'_2 + \ldots\ldots\ldots\ldots + 9Y'_9 + 10Y'_{10}\ldots$ (immersion)
$\Sigma_e = 1Y''_1 + 2Y''_2 + \ldots\ldots\ldots\ldots + 9Y''_9 + 10Y''_{10}\ldots$ (émersion)
$\Sigma = \Sigma_i + \Sigma_e$
$N = n'_1 + n'_2 + \ldots + n'_{10} + n''_1 + n''_2 + \ldots + n''_{10}$ (nombre total des ordonnées)
$Q_i = 1n'_1 + 2n'_2 + \ldots\ldots\ldots\ldots + 10n'_{10}\ldots\ldots\ldots$ (immersion)
$Q_e = 1n''_1 + 2n''_2 + \ldots\ldots\ldots\ldots + 10n''_{10}\ldots\ldots\ldots$ (émersion)
$Q = Q_i - Q_e$.

les seules formules à employer sont les suivantes :

(1) Distance de la flottaison isocarène de F_0L_0 à la flottaison isobathe. $\varepsilon = \frac{S}{N}$

(2) Valeur de..... $\Sigma_1 = \Sigma - Q\varepsilon$

(3) Distance du centre de carène primitif à la verticale de la poussée. $X = h^2\lambda \frac{\Sigma}{V_0}$

(4) Bras de levier de redressement..... $b = X - a \sin\theta$

6. *Tableaux pour l'application des calculs. Exemple.* — On trouvera ci-après, avec application au *Dupuy-de-Lôme,* un modèle des Tableaux à employer (*Pl. III*).

On remarquera que dans ce Tableau, pour ne pas surcharger les colonnes de chiffres tous identiques, on n'a inscrit explicitement que les ordonnées directement relevées sur le vertical, c'est-à-dire celles qui correspondent à des couples dont le contour est coupé par les sections dans l'intérieur des onglets. Pour les autres, l'ordonnée est soit zéro, lorsque la section est en dehors du couple, soit $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \ldots, \eta_9$, quantités respectivement données par les formules

$$\eta_1 = h \tang\theta,$$
$$\eta_2 = 2h \tang\theta = 2\eta_1,$$
$$\eta_3 = \ldots\ldots\ldots = 3\eta_1,$$
$$\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots$$

On a soin d'écrire ces valeurs à part dans les Tableaux de la station, et dans l'addition des colonnes, la sommation des ordonnées η est remplacée par une multiplication.

Voici, sauf erreur de calcul, les valeurs ainsi trouvées pour X (bras de levier du couple de stabilité de formes), mises en regard de celles que l'on a obtenues par la méthode de M. Daymard et par celle de MM. Guyou et Simart (voir *Mémorial du Génie maritime,* 2e livraison 1888), ainsi que par celle de MM. Reech et Risbec :

	Méthode			
	Guyou-Simart.	Daymard.	Reech et Risbec.	nouvelle abrégée.
	m	m	m	m
Inclinaison de 10°....	0,564	0,575	0,561	0,547
» 20°....	1,118	1,145	1,110	1,094
» 30°....	1,654	1,650	1,648	1,656
» 40°....	»	»	2,075	2,031
» 50°....	»	»	2,455	2,416

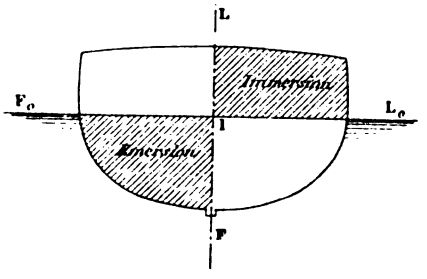
Ce Tableau accuse une concordance satisfaisante entre les résultats de la méthode de Reech et ceux de la méthode nouvelle abrégée, et il n'y a aucune raison d'attribuer *a priori* plus d'exactitude aux uns qu'aux autres.

7. *Remarque relative au calcul de la station correspondant à l'inclinaison de* 90°. — Il convient de placer ici quelques remarques relatives à

l'application de notre méthode abrégée pour les inclinaisons égales ou supérieures à 90°.

Pour l'inclinaison de 90°, la flottaison FL, isobathe de F_0L_0, se confond avec le plan diamétral du navire. L'onglet émergé F_0IF n'est alors autre chose

Fig. 6.

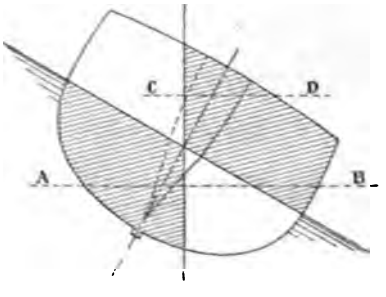


que la moitié de la carène droite limitée par la flottaison F_0L_0; on connaît donc son volume, égal à $\frac{V_0}{2}$, et la distance de son centre au plan F_0L_0, distance égale à C_0. Mais on devra néanmoins, pour pouvoir effectuer régulièrement les calculs, faire les relevés d'ordonnées pour cet onglet comme pour l'autre, en remarquant seulement que, s'il est le plus large des deux, ses ordonnées se confondent alors avec celles du plan des formes et se trouvent inscrites dans le Tableau n° 2 des calculs réglementaires de déplacement, qui contient également leurs sommes et les produits de ces sommes par les facteurs 1, 2, 3, ..., 9.

8. *Remarque relative aux inclinaisons supérieures à* 90°. — Au delà de 90°, la méthode abrégée, que nous venons d'exposer, devient d'une application plus délicate, si l'on conserve les Tableaux de calculs tels que nous les avons dressés.

Il arrive, en effet, qu'un certain nombre de sections, telles que AB, coupent à la fois l'onglet émergé et l'onglet immergé. Il faudrait alors, dans les co-

Fig. 7.



lonnes correspondantes, inscrire pour chaque couple la différence de deux ordonnées. Il arrivera également que certaines sections, telles que CD, cou-

peront un même couple à bâbord et à tribord, dans l'intérieur du même onglet, ce qui obligerait à tracer le contour complet de ce couple, comme pour le relevé des ordonnées singulières dans la méthode complète.

Il résulterait de là une complication sensible; mais il n'arrivera guère qu'on ait besoin de dépasser l'inclinaison de 90° et le calcul sous sa forme ordinaire suffira pour tous les cas de la pratique.

III. — Extension de la méthode abrégée.

9. *Cas où l'on étudie la stabilité pour plusieurs déplacements voisins.* — La méthode abrégée que nous venons d'exposer peut s'étendre, dans de certaines limites, au cas où l'on étudie la stabilité, non plus pour un seul déplacement, mais pour un certain nombre de déplacements voisins.

Soient, en effet, comme ci-dessus :

V le volume de carène limité par la flottaison FL;
V_0 le volume de carène limité par la flottaison droite isobathe F_0L_0;
V′ le volume correspondant au déplacement pour lequel on veut opérer.

Appelons ε' la distance entre la flottaison FL et une flottaison isocline F′L′ limitant le volume V′.

En se reportant à ce qui précède, on voit immédiatement que l'on a, en assimilant la carène à un cylindre dans l'intervalle des flottaisons FL et F′L′,

$$h\lambda N\varepsilon' = V - V';$$

d'où

$$\varepsilon' = \frac{V - V'}{h\lambda N} = \frac{V_0 + h\lambda S - V'}{h\lambda N}$$

ou

$$\varepsilon' = \frac{S}{N} + \frac{V_0 - V'}{h\lambda N}$$

ou enfin, en posant

(A) $$u = \frac{V_0 - V'}{h\lambda},$$

(1′) $$\varepsilon' = \frac{S + u}{N}.$$

Le reste des calculs s'effectuera en substituant dans les formules relatives au cas précédent ε' à ε. Ainsi l'on aura

(2′) $$\Sigma'_1 = \Sigma - Q\varepsilon'.$$

Le moment des onglets par rapport au plan de la section o sera

$$m'_1 = h^2\lambda\Sigma'_1.$$

Par suite, le moment de la carène oblique totale, de volume V′, par rapport à ce même plan sera

$$\mathfrak{M} = h^2\lambda\Sigma'_1 - V_0 c_0 \sin\theta.$$

Par rapport au centre de la carène droite de volume V′, il sera, en appelant c' la distance de ce centre au point o,

$$\mathfrak{M}' = h^2 \lambda \Sigma'_1 - V_0 c_0 \sin\theta + V' c' \sin\theta$$

ou

$$\mathfrak{M}' = h^2 \lambda \Sigma'_1 + (V' c' - V_0 c_0) \sin\theta.$$

Donc la distance de la verticale de la poussée au point C′, c'est-à-dire le bras de levier du couple de stabilité de formes sera

$$(3') \qquad X' = \frac{h^2 \lambda \Sigma'_1 + (V' c' - V_0 c_0) \sin\theta}{V'}$$

ou (en posant $V' c' - V_0 c_0 = q$)

$$X' = \frac{h^2 \lambda \Sigma'_1 + q \sin\theta}{V'}$$

et enfin le bras de levier de redressement s'en déduira et sera

$$b' = X' - a' \sin\theta,$$

a' étant la distance du centre de carène C′ au centre de gravité du navire dans l'état de chargement considéré.

En résumé, en donnant aux lettres les mêmes significations que précédemment, et en posant, en outre,

$$u = \frac{V_0 - V'}{h\lambda},$$

$$q = V' c' - V_0 c_0 \text{ (1)},$$

on a les quatre formules suivantes, qui se substituent aux formules (1) à (4) du n° 6 :

Distance de la flottaison FL à la flottaison isocline limitant le volume V′ :

$$(1') \qquad \varepsilon' = \frac{S + u}{N}.$$

Valeur de

$$(2') \qquad \Sigma'_1 = \Sigma - Q\varepsilon'.$$

Distance du centre de carène C′ à la verticale de la poussée :

$$(3') \qquad X' = \frac{h^2 \lambda \Sigma'_1 + q \sin\theta}{V'}.$$

Bras de levier de redressement :

$$(4') \qquad b' = X' - a' \sin\theta.$$

10. *Application au « Dupuy-de-Lôme ».* — Les Tableaux B dressés pour le

(1) Cette dernière quantité est la même pour toutes les stations.

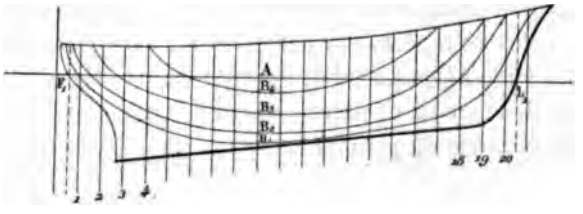
cas où l'on ne considère qu'un seul déplacement pourront servir, avec une très légère addition, pour l'application des formules ci-dessus. On en trouvera l'exemple dans le Tableau relatif au *Dupuy-de-Lôme* (*Pl. III*).

IV. — Extension de la méthode nouvelle complète au cas des carènes inclinées longitudinalement.

11. *Exposé de la méthode. Cas d'une carène isolée.* — La méthode de calcul ci-dessus exposée s'étend au cas des carènes inclinées longitudinalement. Elle permet, en particulier, d'établir par des calculs faciles et rapides la position en longueur des centres d'une série de carènes isoclines, limitées par des flottaisons perpendiculaires au plan diamétral du navire, mais faisant un angle θ avec la flottaison droite. C'est, comme on le voit, le problème que l'on a à traiter quand on étudie les circonstances du lancement d'un navire; or on sait quels calculs longs et pénibles exige la solution de ce problème par le procédé ordinaire des *échelles de Bonjean;* aussi la méthode suivante nous paraît-elle présenter, à ce point de vue, un intérêt sérieux.

Considérons, en projection longitudinale, une carène limitée par une flottaison oblique F_1L_1 (*fig.* 8). Supposons tracée une série de sections longitu-

Fig. 8.



dinales équidistantes, que nous numéroterons de 0 à 10 à partir du plan diamétral, la section 0 n'étant autre chose que ce plan, et la section 10 étant tangente à la carène. Entre F_1 et L_1, traçons une série de sections obliques perpendiculaires à F_1L_1 et au nombre de vingt, réparties soit, comme nous l'avons indiqué précédemment (p. 33), de telle façon que, si h est leur équidistance, les sections 1 et 20 soient à une distance égale seulement à $\frac{h}{2}$ des points F_1 et L_1, soit de telle façon que les sections 0 et 20 correspondent aux points F_1 et L_1 (dans le cas que nous considérons actuellement, il importe peu qu'on adopte l'un ou l'autre mode de division).

Relevons dans ces sections obliques les ordonnées des sections longitudinales comptées à partir de la flottaison F_1L_1 et perpendiculairement à celle-ci, c'est-à-dire relevons, sur le longitudinal, les longueurs telles que AB_1, AB_2, AB_3, ... Il est clair que, si nous appelons Y_K la somme des ordonnées relevées pour une moitié du navire dans la section inclinée d'ordre K, en affectant du coefficient $\frac{1}{2}$ celle qui correspond à la section longitudinale 0 (ou

plan diamétral), la demi-aire de la section oblique K sera représentée par eY_K (e étant l'équidistance des sections longitudinales).

Par suite, le volume de la carène sera, en appelant h l'équidistance des sections obliques,

$$V = 2he(Y_1 + Y_2 + Y_3 + \ldots + Y_{n-1} + Y_n),$$

ou, en posant

$$S = (Y_1 + Y_2 + Y_3 + \ldots + Y_{n-1} + Y_n),$$

$$(1) \qquad V = 2hcS.$$

Le moment de ce volume par rapport au plan 0, parallèle aux sections obliques et situé à une distance h du plan 1, sera de même

$$M = 2h^2e(1Y_1 + 2Y_2 + \ldots + (n-1)Y_{n-1} + nY_n)$$

ou, en posant

$$\Sigma = 1Y_1 + 2Y_2 + \ldots + (n-1)Y_{n-1} + nY_n,$$

$$M = 2h^2e\Sigma.$$

Par suite, la distance du centre de carène au plan des moments sera

$$\xi = \frac{M}{V}$$

ou

$$(2) \qquad \xi = h\frac{\Sigma}{S}.$$

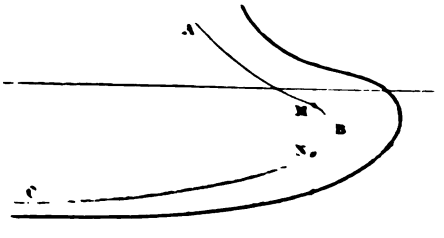
De ξ on déduira la distance de la verticale de la poussée à tout autre point fixe servant de point de repère. Par exemple, si l'on prend comme point de départ le point I où la perpendiculaire avant coupe la ligne d'eau zéro, et si l'on appelle d la distance de ce point au plan des moments, on aura, comme expression de la distance du pied de la perpendiculaire avant à la verticale de la poussée,

$$(3) \qquad \Delta = d - \xi.$$

On voit que les formules (1), (2) et (3) sont les mêmes que celles que nous avons trouvées pour le cas des carènes transversales (*voir* p. 34).

De même aussi que dans ce premier cas, on devra distinguer, en les soulignant dans les Tableaux, les ordonnées singulières, c'est-à-dire celles qui

Fig. 9.



correspondent à des sections longitudinales coupées en deux points par une même section oblique. Ce cas est rare, mais se présentera cependant parfois

à l'avant ou à l'arrière, pour des sections longitudinales présentant des formes analogues à celles de la *fig.* 9.

12. *Cas d'une série de carènes isoclines.* — S'agit-il de passer maintenant du cas d'une carène oblique isolée au cas d'une série de carènes isoclines, limitées par des flottaisons 1, 2, 3, 4, ... équidistantes (leur équidistance δ étant, autant que possible, un nombre rond)?

On opérera exactement comme dans le cas des carènes inclinées transversalement (*voir* p. 35), c'est-à-dire que, pour passer de la carène 1 à la carène 2, dans chaque colonne des Tableaux correspondant aux diverses sections obliques :

1° On comptera le nombre n des ordonnées non singulières plus grandes que δ, en comptant comme une demi-ordonnée seulement celles qui correspondent à la section longitudinale 0. On fera le produit $n\delta$;

2° On fera la somme p des ordonnées non singulières plus petites que δ;

3° On relèvera sur le plan la réduction C à opérer sur les ordonnées singulières.

On fera la somme $y = n\delta + p + C$.

En posant

$$s_2 = y_1 + y_2 + \ldots + y_K + \ldots + y_{n-1} + y_n,$$

$$\sigma_2 = 1y_1 + 2y_2 + \ldots + Ky_K + \ldots + (n-1)y_{n-1} + ny_n,$$

on aura

$$S_2 = S_1 - s_2,$$

$$\Sigma_2 = \Sigma_1 - \sigma_2,$$

valeurs de S_2 et de Σ_2, d'où l'on déduira le V_2 et le Δ_2 correspondant à la carène 2.

On passera de la carène 1 à la carène 3 de la même façon, mais en remplaçant δ par 2δ.

Et ainsi de suite.

13. *Modèle des Tableaux à employer.* — Les Tableaux à employer pour effectuer ces calculs, Tableaux dont on trouvera le modèle ci-après (*Pl. IV*), sont identiques comme forme aux Tableaux B de notre méthode complète pour le calcul des carènes transversales, sauf qu'on n'opère que sur une moitié seulement de la carène, celle-ci étant symétrique par rapport à la section longitudinale 0. *Un seul de ces Tableaux suffit pour déterminer tous les résultats que donnent si péniblement les échelles Bonjean.*

Il est vrai qu'on aura à tracer des sections longitudinales équidistantes, mais, même en les multipliant dans le but d'obtenir dans les calculs une grande approximation, ce tracé se déduit très rapidement du vertical du plan des formes. Il paraît d'ailleurs suffire que ces sections partagent la

demi-largeur du navire en dix parties, ce qui conduit à tracer seulement neuf sections longitudinales.

14. *Exemple.* — Le Tableau donné comme modèle à la suite de cette Note (*Pl. V*) a été rempli pour le cas du *Dupuy-de-Lôme,* ayant l'inclinaison qu'il avait sur sa cale au moment de son lancement. La flottaison 1 correspond à une profondeur de carène de $3^m,25$, mesurée au couple milieu : la valeur de δ est de 1^m. Les calculs sont relatifs à la carène sans appendices; il est clair que ceux-ci devront, dans cette méthode comme dans toute autre, donner lieu après coup à un calcul correctif.

Nous n'avons d'ailleurs fait cette application au *Dupuy-de-Lôme* que pour mettre mieux en évidence la forme du calcul; mais, les ordonnées ayant été relevées sur un plan à l'échelle de $\frac{1}{100}$ seulement, des erreurs relatives assez notables ont pu être commises dans leur évaluation et l'on ne devra pas attacher d'importance aux valeurs absolues des éléments calculés. Disons seulement qu'en comparant les résultats ainsi obtenus pour la flottaison 1 avec ceux qui résultent des calculs Bonjean, on trouve les chiffres corrélatifs suivants :

	Méthode	
	Bonjean.	nouvelle.
Valeur du déplacement P.....	$2311^{tx},2$	$2306^{tx},2$
Distance du centre de carène au pied de la perpendiculaire N.	$71^m,12$	$71^m,04$

La concordance de ces résultats est satisfaisante : une erreur de $0^m,08$ sur la position du centre de carène paraît rentrer dans la limite de l'approximation que comportent des calculs faits d'après des relevés sur un plan à si faible échelle. Cette différence de $0^m,08$ ne correspondrait d'ailleurs qu'à une erreur de $0^m,04$ environ sur l'évaluation de l'assiette du bâtiment.

Mais, nous le répétons, la valeur absolue de ces chiffres ne doit pas être prise en considération et ils ne peuvent permettre aucune comparaison précise avec les résultats de toute autre méthode.

15. *Second exemple.* — Il en est autrement des résultats ci-après concernant l'*Aventurier*. Ils sont relatifs au cas de la carène droite : il est évident, en effet, que la même méthode de calcul est applicable pour une valeur quelconque de δ et en particulier pour $\delta = 0$. Les plans dans lesquels sont relevées les ordonnées des sections longitudinales sont les plans mêmes des couples de tracé. Quand on adopte cette division, il faut évidemment, comme dans les calculs réglementaires de déplacement, affecter du coefficient $\frac{1}{2}$ les ordonnées relevées dans les couples 10.N et 10.R.

Dans ce cas particulier, nous possédions un vertical à l'échelle de 10^{cm} par mètre; les ordonnées ont donc pu être relevées avec une assez grande précision.

Voici les résultats ainsi obtenus, mis en regard de ceux des calculs réglementaires :

		Volume de carène.		Abscisse du centre de carène à partir de la perp. M.	
		Méthode		Méthode	
		réglementaire.	nouvelle.	réglementaire.	nouvelle.
		m³	m³	m	m
Carène limitée par la ligne d'eau	11.	167,964	167,423	— 0,103	— 0,119
Id.....	10.	145,918	145,890	+ 0,044	+ 0,025
Id.....	9.	124,413	124,880	+ 0,205	+ 0,150
Id.....	8.	103,679	103,805	+ 0,379	+ 0,339
Id.....	7.	83,928	83,874	+ 0,562	+ 0,515
Id.....	6.	65,399	65,525	+ 0,751	+ 0,733
Id.....	5.	48,328	48,401	»	»
Id.....	4.	32,977	33,134	»	»
Id.....	3.	19,754	19,847	»	»
Id.....	2.	9,217	9,266	»	»
Id.....	1.	2,347	2,219	»	»

L'inspection des chiffres de ce Tableau montre que :

1° Au point de vue du déplacement, les résultats des deux procédés de calcul sont entièrement comparables : l'écart entre les valeurs trouvées atteint au maximum un demi-tonneau ; il est tantôt dans un sens, tantôt dans l'autre et s'explique, d'une part, par les erreurs inévitables commises dans le relevé des ordonnées, d'autre part, par les corrections d'aboutissement qui ont été effectuées dans la méthode réglementaire et ne l'ont point été dans l'autre.

2° Quant à la valeur des abscisses des centres des diverses carènes successives, la différence entre les chiffres trouvés par les deux méthodes est, au maximum, de 5^{cm},5, ce qui, étant donnés le déplacement du navire et la valeur de son grand rayon métacentrique, correspondrait à une erreur de 4^{cm} environ sur l'évaluation de l'assiette du bâtiment. On peut se demander si cet élément est jamais évalué avec une approximation plus grande et quelle part il conviendrait d'attribuer, dans la différence des résultats obtenus, à l'influence des corrections d'aboutissement qui, on le sait, tendent, en général, à altérer la position du centre de carène.

Quoi qu'il en soit, il paraît résulter de cette comparaison que l'approximation de la méthode de calcul exposée ci-dessus est certainement suffisante, au moins au point de vue des résultats qu'on se propose d'obtenir habituellement dans les calculs des carènes longitudinales. En particulier, pour les calculs d'un lancement, on pourra, sans crainte d'erreur exagérée, la substituer aux calculs et tracés des échelles de Bonjean.

Le bénéfice de temps qu'on réalisera de la sorte sera considérable.

16. *Détermination des coordonnées en hauteur des centres de carène.* — A-t-on besoin de connaître non seulement les ordonnées des centres de carène successifs, mais leur position en hauteur?

Cette détermination peut se faire très facilement.

Relevons dans le Tableau des calculs ci-dessus exposés (celui relatif à l'*Aventurier* par exemple) les valeurs

$$s_{10},\ s_9,\ s_8,\ s_7,\ \ldots,\ s_1,\ s_0.$$

Les quantités

$$2hes_{10},\ 2hes_9,\ 2hes_8,\ \ldots,\ 2hes_1,\ 2hes_0$$

représentent les volumes compris entre la flottaison 11 et les flottaisons successives 10, 9, 8, 7, ..., 2. 1, 0.

Faisons les différences successives des quantités s_{10}, s_9, ..., et posons

$$t_{10} = s_{10},\quad t_9 = s_9 - s_{10},\quad t_8 = s_8 - s_9,\quad \ldots,\quad t_1 = s_1 - s_2,\quad t_0 = s_0 - s_1.$$

Il est évident que les volumes des tranches comprises entre les flottaisons 11 et 10, 10 et 9, 9 et 8, ... ont pour expression

$$2het_{10},\ 2het_9,\ 2het_8,\ \ldots,\ 2het_1,\ 2het_0.$$

D'autre part, la distance des centres de gravité de ces tranches à la ligne d'eau o est respectivement, avec l'approximation habituelle de la méthode des trapèzes,

$$10{,}5\delta,\ 9{,}5\delta,\ 8{,}5\delta,\ \ldots,\ 1{,}5\delta,\ 0{,}5\delta$$

ou

$$21\frac{\delta}{2},\ 19\frac{\delta}{2},\ 17\frac{\delta}{2},\ \ldots,\ 3\frac{\delta}{2},\ 1\frac{\delta}{2}.$$

Par suite, le moment par rapport à la flottaison o de la carène, limitée à la flottaison d'ordre K, est

$$M_K = 2he\frac{\delta}{2}\left[1t_0 + 3t_1 + 5t_2 + \ldots + (2K-1)t_{K-1}\right],$$

ou, en posant

$$T_K = 2t_0 + 3t_1 + 5t_2 + \ldots + (2K-1)t_{K-1},$$

$$M_K = 2he\frac{\delta}{2}T_K.$$

Par suite, la distance C_K du centre de cette carène à la flottaison o est

$$(1)\qquad C_K = \frac{\delta}{2}\frac{T_K}{S_K}.$$

Nous donnons ci-après (*Pl. V bis*), avec application à l'*Aventurier*, un Tableau dressé en vue de l'application de cette formule, dont voici les résultats comparés avec ceux des calculs réglementaires :

		Hauteur du centre de carène au-dessus de la ligne d'eau zéro.	
		Méthode	
		réglementaire.	nouvelle.
		m	m
Carène limitée par la ligne d'eau	11.	0,850	0,844
Id.....	10.	0,778	0,773
Id.....	9.	0,706	0,702
Id.....	8.	0,633	0,627
Id.....	7.	0,559	0,551
Id.....	6.	0,485	0,475

On voit que les différences entre les résultats des deux méthodes n'excèdent pas quelques millimètres, et ces différences insignifiantes s'expliquent de la même manière que pour les abscisses.

17. *Corrélation entre les diverses applications que nous avons faites de notre méthode générale.* — Tout ce qui précède constitue, en résumé, l'exposé d'une méthode générale propre à déterminer les volumes et les coordonnées des centres de figure d'une carène ou d'une série de carènes isoclines, soit droites, soit inclinées d'une façon quelconque.

Le principe de cette méthode est le suivant :

La carène dont il s'agit de calculer les éléments étant définie par trois séries de sections planes perpendiculaires entre elles et dont l'une est menée parallèlement à la direction de la flottaison limitant la carène considérée, on évaluera celle-ci au moyen d'ordonnées dirigées suivant l'intersection des deux autres séries de plans. Grâce au choix de cette direction d'ordonnées, on se trouve n'introduire dans les calculs que les premières puissances des ordonnées relevées, et ces calculs sont identiques, quelle que soit la direction des flottaisons.

S'agit-il d'une carène droite? Les trois séries de plans topographiques que l'on considère sont les trois directions principales du plan des formes, c'est-à-dire les flottaisons droites, les couples et les sections longitudinales.

S'agit-il d'une carène inclinée transversalement? Les trois directions sont : les flottaisons obliques, les couples et des sections obliques perpendiculaires aux flottaisons.

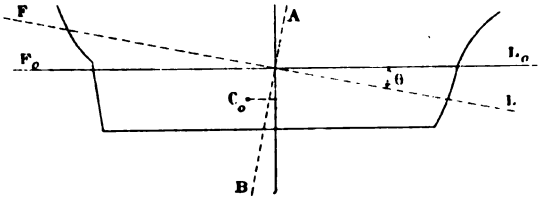
S'agit-il enfin d'une carène inclinée longitudinalement? Les trois directions sont : les flottaisons obliques, les sections longitudinales et des couples obliques perpendiculaires aux flottaisons.

Mais les formules à appliquer restent les mêmes dans tous les cas, et une corrélation intime se trouve ainsi établie entre eux : ce ne sont plus que des cas particuliers d'une seule et même méthode.

V. — Application de la méthode abrégée au cas des carènes inclinées longitudinalement.

18. *Principe de l'application de la méthode abrégée.* — Dans le cas où l'on considère, non plus une série de carènes isoclines, mais une carène unique inclinée longitudinalement, et pour laquelle on a besoin de connaître seulement le volume et la position du centre de carène *en longueur*, on peut appliquer la même méthode abrégée que pour une carène inclinée transversalement, c'est-à-dire qu'on peut n'opérer que sur les onglets compris entre la flottaison FL (*fig.* 10) et une flottaison droite F_0L_0 ayant même profondeur de

Fig. 10.



carène au couple milieu. Au moyen d'un Tableau à peu près identique à ceux dont nous avons indiqué l'emploi précédemment (p. 12), on déterminera les valeurs S_i, S_e et $S = S_i - S_e$; Σ_i, Σ_e et $\Sigma = \Sigma_i + \Sigma_e$.

Soit V_0 le volume de la carène droite limitée par la flottaison F_0L_0. Le volume de la carène oblique considérée sera

$$V = V_0 + 2heS. \tag{1}$$

Supposons connues les coordonnées du centre C_0 de la carène droite, par rapport au fond de carène et au couple milieu droit. On en déduira aisément la distance l du point C_0 au couple milieu oblique AB (distance que l'on comptera positivement du côté de l'onglet immergé).

Le moment de la carène FL par rapport à ce couple AB sera

$$M = V_0 l + 2h^2 e\Sigma, \tag{2}$$

et, par suite, la distance Δ du centre de cette carène à ce même couple sera

$$\Delta = \frac{M}{V}. \tag{3}$$

Nous donnons, à titre d'exemple, une application de cette méthode abrégée au cas du *Dupuy-de-Lôme*, pour la flottaison oblique 1 que nous avons déjà

considérée. Voici les résultats trouvés, comparés à ceux que nous avons obtenus par la méthode complète.

	Méthode complète.	Méthode abrégée.
Volume de carène	2247,8	2255,8
Distance du centre de carène à la PPM	71,04	70,99

Les résultats sont comparables, dans la limite de l'approximation que comportent ces calculs.

Ce mode de calcul abrégé sera d'une application commode toutes les fois qu'on aura besoin de déterminer rapidement le centre d'une carène longitudinale oblique correspondant à des tirants d'eau donnés.

Il est également bien clair qu'en appliquant à ce cas le même raisonnement que pour les carènes transversales, on trouverait aisément le centre d'une carène, d'obliquité donnée et d'un volume V_0 également donné.

NOTE COMPLÉMENTAIRE

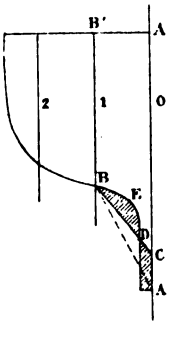
AU SUJET DES CORRECTIONS D'ABOUTISSEMENT.

Dans l'application de notre méthode générale au cas d'une carène droite, rien ne s'opposerait évidemment à ce que l'on fît, comme dans l'application des calculs réglementaires de déplacement, des corrections d'aboutissement.

Ces corrections porteraient :

1° Sur les pieds des couples : au lieu de prendre comme valeur de l'or-

Fig. 11.

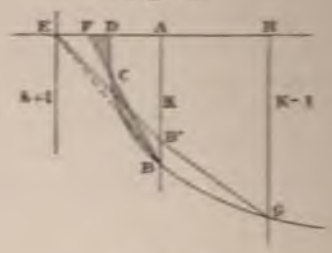


donnée, dans la section 0, la longueur AA' (*fig.* 11), ce qui revient à remplacer l'aire réelle du couple, entre les sections 1 et 2, par le trapèze AA'BB',

on ménera par le point B, au sentiment, une droite BC telle qu'il y ait équivalence entre les aires BED et DCA couvertes de hachures, et l'on prendra comme ordonnée, dans la section 0, la longueur A'C. Il est évident qu'ainsi on remonte légèrement le centre de carène.

2° Sur les couples qui, latéralement, aboutissent entre deux sections longitudinales consécutives, comme dans le cas de la *fig.* 12. Si l'on se borne à prendre AB comme ordonnée dans la section d'ordre K et 0 dans la section d'ordre

Fig. 12.



K + 1, on substitue au couple réel BCD le triangle ABE qui, en général, ne lui est point équivalent. Pour faire la correction, on commencera par mener, au sentiment, une droite BF telle que le triangle ABF soit équivalent à l'aire DCBA. Puis, à son tour, l'aire GBFH sera remplacée par une aire équivalente, GB'EH aboutissant sur l'ordonnée d'ordre K + 1. Il s'agit de déterminer l'ordonnée AB' ou y'_K. Pour cela, soient

$$AB = y_K, \qquad HG = y_{K-1}, \qquad AF = a,$$

et soit λ l'équidistance des couples. Il faut qu'on ait

$$\tfrac{1}{2}(y_{K-1}+y_K)\lambda + \frac{y_K}{2}a = \tfrac{1}{2}(y_{K-1}+y'_K)\lambda + \frac{y'_K}{2}\lambda.$$

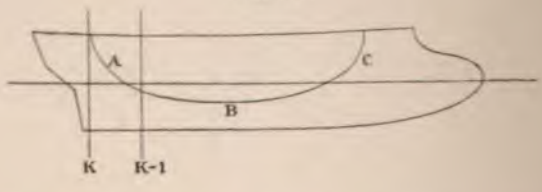
On tire de là

$$y'_K = \frac{\lambda + a}{2\lambda} y_K.$$

Telle est la valeur de AB'.

3° Ces corrections faites, et les points tels que C (*fig.* 11) et B' (*fig.* 12) étant reportés sur le longitudinal, on tracera les sections longitudinales pas-

Fig. 13.



sant par ces points rectifiés. Puis on fera les corrections d'aboutissement des sections longitudinales dont l'extrémité tombe entre deux couples consécutifs

ainsi qu'il arrive pour la section ABC dans la *fig.* 13. Cette correction se fera suivant la méthode ordinaire employée pour les corrections d'aboutissement des lignes d'eau.

Dans le cas où il s'agit, non plus d'une carène droite, mais d'une carène inclinée longitudinalement, on fera la correction des pieds et des flancs des couples sur le vertical du plan des formes, et l'on en déduira, sur le longitudinal, le tracé des sections; puis on corrigera les extrémités de celles-ci de façon à les faire aboutir sur les couples obliques.

Mais on ne doit pas perdre de vue que ces corrections altèrent la position du centre de carène, et que, si l'on arrive de la sorte à une évaluation plus approchée du volume de carène, rien ne prouve que l'erreur commise sur la position du centre de carène ne sera pas, au contraire, plus grande que si l'on n'avait rien corrigé.

MÉTHODE

POUR LA

RECHERCHE DES BRAS DE LEVIER

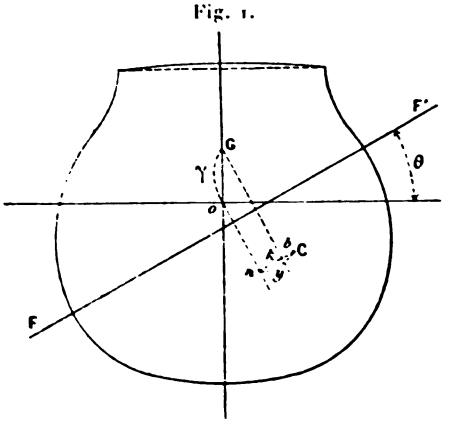
DE REDRESSEMENT,

PAR M. A. DE REFFYE,
Ingénieur de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

I. — Exposé général.

Soit G (*fig.* 1) le centre de gravité du navire, FF′ une flottaison inclinée de l'angle θ sur celle du plan, et C le centre de carène correspondant.

Fig. 1.



Menons de G une perpendiculaire à FF′ : le bras de levier est $b = ck$, distance du point C à cette perpendiculaire. Menons aussi, d'un point origine O (*que nous choisissons à l'intersection de l'axe du vertical avec la flottaison du plan*) une perpendiculaire à FF′, et prolongeons CK jusqu'à sa rencontre en n avec cette perpendiculaire.

Soit $GO = \gamma$, $cn = y$. On a

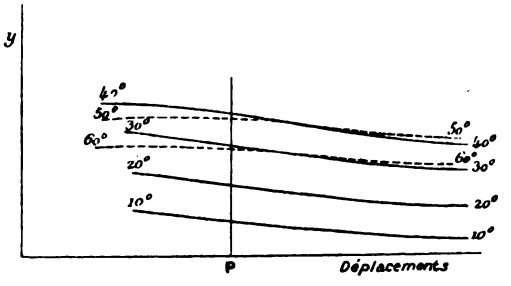
$$b = y - \gamma \sin \theta.$$

$\gamma \sin \theta$ est facile à calculer. Reste à trouver, pour tracer la courbe des bras de leviers, les valeurs successives de y pour des flottaisons inclinées FF′ isocarènes, dont le déplacement est donné.

La présente méthode consiste à rechercher, pour plusieurs flottaisons de chaque inclinaison, de 10° en 10°, les déplacements et les y, de façon à en tracer des courbes *pantocarènes isoclines* sur deux axes de coordonnées rectangulaires, en portant les déplacements en abscisses et les y en ordonnées.

Le nombre de ces flottaisons est au choix de l'opérateur. Les Tableaux en prévoient cinq, nombre largement suffisant. Chacune de ces courbes sera ainsi

Fig. 2.



déterminée par cinq points, espacés régulièrement, et comprenant entre eux toute la portion *utile*, c'est-à-dire correspondants à des déplacements pour lesquels il y aura lieu, dans la pratique, de rechercher la stabilité.

Muni de ce diagramme, il suffira pour avoir les valeurs de y correspondantes à un déplacement donné, de les lire à l'intersection des courbes avec une verticale ayant ce déplacement pour abscisse.

(Les Tableaux permettront de pousser les calculs jusqu'à 90°.)

II. — Procédé et formules.

Les calculs nécessaires pour obtenir ces pantocarènes se divisent en deux phases :

1° Recherche des déplacements et des y pour des flottaisons inclinées de 10° en 10° et *passant par le point* O (*fig.* 3).

Soient P le déplacement de la flottaison du plan, C_0 son centre de carène et $OC_0 = d$.

Soit $(P + \varphi)$ le déplacement d'une flottaison Of, incliné de l'angle θ; φ est la différence de déplacement des onglets (*immersion-émersion*).

Une équation de moments pris par rapport à l'axe On donne

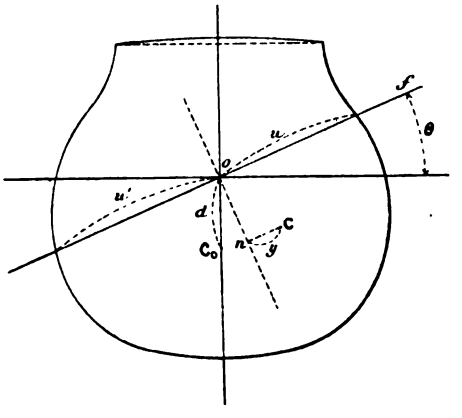
$$(P + \varphi)\,y = \text{somme de moments des onglets} - P d \sin\theta$$
$$= \qquad M \qquad - \qquad m$$

d'où

$$y = \frac{M - m}{P + \varphi}.$$

φ et M se calculent, comme dans la méthode de M. Daymard, à l'aide des carrés et des cubes des ordonnées u et u'. (Mais il n'est plus nécessaire, comme dans cette méthode, de recourir au centre de carène de l'isocarène droite.)

Fig. 3.



Ainsi que nous le verrons plus loin, il n'est pas nécessaire de calculer de suite y, mais seulement les déplacements $(P + \varphi)$, et les moments $(M - m)$.

2° Recherche des déplacements et des y pour des flottaisons *parallèles aux précédentes*, et en prenant pour points de départ les déplacements et les y de ces dernières.

Prenons, pour chaque inclinaison, cinq flottaisons parallèles et équidistantes d'un intervalle h, parmi lesquelles figure la flottaison Of, déjà considérée. Si le déplacement $(P + \varphi)$ de celle-ci n'est pas éloigné de P, nous la prendrons pour station médiane; mais, s'il se trouvait, par exemple, notablement plus grand que P (ce qui se produit à partir d'un certain angle sur des navires tels que les torpilleurs, où le volume des œuvres mortes est sensiblement plus grand que celui des œuvres vives), il y aurait lieu, pour ramener la pantocarène dans des limites utiles, de prendre trois flottaisons au-dessous de Of, et une seule au-dessus, ou même peut-être quatre au-dessous; inversement, si $(P + \varphi)$ était beaucoup plus petit que P. En un mot, on choisira pour station médiane celle qui se rapprochera le plus du déplacement P, ce que l'on peut prévoir d'une façon rapide et suffisamment approchée, d'après le déplacement $(P + \varphi)$ de la flottaison Of et la surface de cette flottaison.

Ceci fait, relevons les ordonnées des quatre flottaisons autres que Of, mais

à partir d'un axe situé *en dehors* du navire, à une distance D de l'axe des y, qui sera la même pour toutes les inclinaisons : le fait de prendre cet axe en dehors (comme dans la méthode Benjamin et Spence, ou Normand) simplifie beaucoup les calculs; on aura soin de le placer toujours du côté des *émersions*.

Soit $Y = y + D$ les distances des centres de carène à ce nouvel axe.

Soient U et U′ les ordonnées à l'immersion et à l'émersion.

1° On calcule les expressions

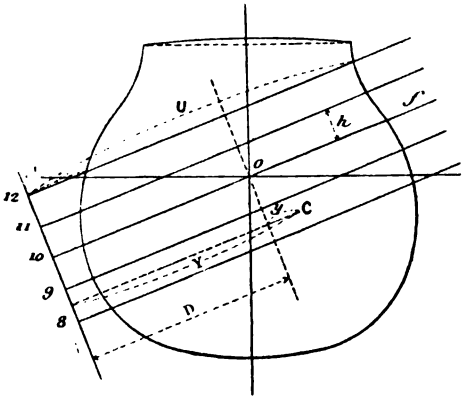
$$a = \Sigma U - \Sigma U'.$$

(Pour la flottaison Of, comme on a

$$U - U' = u + u', \qquad a = \Sigma u + \Sigma u'.)$$

Il est facile de voir (*fig.* 4) qu'il suffit, pour obtenir les déplacements des quatre flottaisons parallèles, *d'ajouter* (pour les flottaisons au-dessus de Of), ou de *retrancher* (pour les flottaisons au-dessous) SUCCESSIVEMENT, au déplace-

Fig. 4.



ment $(P + \varphi)$ de la flottaison Of, les valeurs $a \times \frac{1}{2} hl \times 1,026$ (¹) (Par additions ou soustractions *successives*, nous entendons des opérations analogues à celles des Tableaux Daymard pour calculer les φ.) (²).

2° Pour avoir les distances Y, cherchons les moments M′ des carènes par rapport à l'axe des Y. Celui de la carène de flottaison Of, qui doit nous servir de point de départ, est

$$M' = (P + \varphi)(y + D),$$

(¹) l désigne ici, comme d'habitude, l'intervalle des couples du vertical sur lequel on opère le relevé des ordonnées.

(²) C'est-à-dire que chaque résultat égale le résultat précédent plus ou moins les deux termes de rangs correspondants à ces deux chiffres, ce qui se traduit par la formule générale

$$s_{n+1} = s_n + t_n + t_{n+1}.$$

ou, en remplaçant y par sa valeur $\frac{M-m}{P+\varphi}$,

$$M' = M - m + D(P+\varphi).$$

On calcule les expressions $\Delta = \Sigma U^2 - \Sigma U'^2$. (Pour la flottaison Of, comme $U^2 - U'^2 = u^2 - u'^2 + 2D(u+u')$, on voit que

$$\Delta = (\Sigma u^2 - \Sigma u'^2) + 2D(\Sigma u + \Sigma u') = \delta + 2Da,$$

δ et a ayant déjà été calculés.)

Pour avoir les moments cherchés, il suffit d'ajouter ou retrancher successivement, au moment M' de la flottaison Of, les valeurs $\Delta \times \frac{1}{4}hl \times 1,026$ [1].

Une fois trouvés les déplacements et les moments, il n'y a plus qu'à diviser ceux-ci par ceux-là pour avoir les Y, puis à en retrancher D pour avoir les y.

On a alors tous les éléments nécessaires pour le tracé des pantocarènes.

III. — Tableaux de calculs.

Les calculs sont répartis sur trois feuilles. La première contient trois Tableaux :

Tableau 1. — Ordonnées des flottaisons Of, leurs carrés et leurs cubes.

Calculs de

$$a = \Sigma u + \Sigma u', \qquad \delta = \Sigma u^2 - \Sigma u'^2, \qquad \sigma = \Sigma u^3 + \Sigma u'^3$$

et

$$\Delta = \delta + 2Da.$$

Tableau 2. — Calculs des $(P+\varphi)$ déplacements des flottaisons Of, à l'aide des δ.

Calculs des valeurs de M à l'aide des σ.

Calculs de

$$M' = M - m + D(P+\varphi).$$

(Inutile de calculer ici y, qui se trouvera à la fin avec les autres.)

Tableau 3. — Ce Tableau, très simple, sert à reconnaître pour chaque inclinaison quelle station on devra choisir pour station médiane des cinq flottaisons parallèles.

La deuxième feuille contient le *Tableau* 4.

Ordonnées des flottaisons parallèles et leurs carrés. Calculs de

$$a = \Sigma U - \Sigma U' \quad \text{et de} \quad \Delta = \Sigma U^2 - \Sigma U'^2.$$

La troisième feuille contient le *Tableau* 5, où se trouvent calculés les dé-

---

[1] l désigne ici, comme d'habitude, l'intervalle des couples du vertical sur lequel on opère le relevé des ordonnées.

placements $(P + \varphi)$ des flottaisons parallèles, en partant de ceux des flottaisons Of et à l'aide des a, les moments M' de leurs carènes, d'une manière analogue et à l'aide des Δ, enfin tous les Y et les y.

Cette feuille contient, en outre, toutes les explications nécessaires au dessinateur pour se servir des Tableaux, effectuer le tracé des pantocarènes et, enfin, construire une courbe de bras de levier, étant donnés un déplacement quelconque et un centre de gravité quelconque.

IV. — Remarque.

En prenant cinq flottaisons parallèles, on obtient des pantocarènes très bien déterminées, et permettant de trouver, sans extrapolation, la stabilité sous des déplacements très différents. Mais il est évident que si l'on n'a pas besoin d'une exactitude aussi rigoureuse, ni d'une aussi grande latitude dans les déplacements, on peut se contenter de prendre quatre flottaisons (une en surcharge, deux en lège), ou seulement trois; en n'en prenant que trois, on gagne un bon tiers du temps.

Pour un projet, où l'on désire surtout connaître la forme générale de la courbe des bras de levier pour le déplacement du plan, on aurait une approximation très suffisante, dans le cas où les déplacements $(P + \varphi)$ des flottaisons Of varient peu, à se borner aux résultats obtenus pour ces flottaisons, dans la première feuille; alors, sans calculer les Δ ni les M', on calculerait les $y = \frac{M - m}{P + \varphi}$ et l'on porterait sur les axes de coordonnées les points ainsi déterminés; enfin, on substituerait aux pantocarènes leurs tangentes en ces points.

La tangente à la pantocarène est facile à trouver :

Soit P_1 le déplacement de la flottaison FF' (*fig.* 5) [au lieu de $(P + \varphi)$ pour simplifier la notation]. Il s'agit de trouver $\frac{dy}{dP_1}$, quand on déplace cette flottaison parallèlement à elle-même d'une quantité très petite en ff'. Soit Z la distance du centre de gravité de cette flottaison à l'axe des y. On a évidemment par une équation de moments

$$P_1 y + Z\,dP_1 = (P_1 + dP_1)(y + dy) = P_1 y + y\,dP_1 + P_1\,dy + dP_1\,dy,$$

d'où

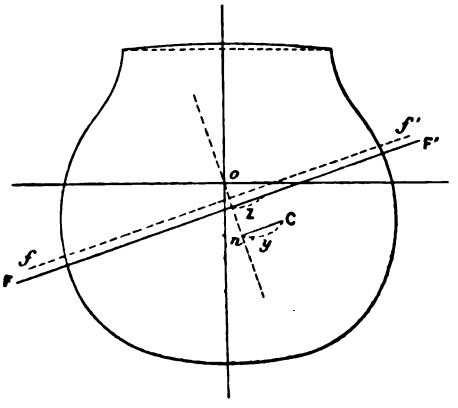
$$Z\,dP_1 = P_1\,dy + y\,dP_1 \qquad \text{ou} \qquad \frac{dy}{dP_1} = \frac{Z - y}{P_1} = \frac{Z - y}{P + \varphi}.$$

Quant à Z, il est égal à $\frac{\delta}{2a}$ (δ et a étant les quantités calculées dans le Tableau 1).

Ce procédé, appliqué seulement jusqu'à 60°, ne demande pas une journée;

dans le cas où (P + φ) s'écarterait trop de P pour pouvoir remplacer toutes les courbes par leurs tangentes, on en serait quitte pour ajouter une flottaison parallèle, au-dessous ou au-dessus, suivant le cas, à partir de l'angle

Fig. 5.



pour lequel cet écart deviendrait sensible. Ce calcul approché serait encore assez rapide.

Toutefois, ces derniers procédés ne sauraient être comparés, pour la rapidité, à la « nouvelle méthode abrégée » imaginée récemment par M. Doyère, ingénieur de la Marine. Ils lui seraient seulement supérieurs :

1° Comme facilité, les calculs de cette méthode Doyère, fort élégante d'ailleurs, étant assez délicats à conduire;

2° Comme exactitude, lorsque les déplacements des flottaisons O*f* s'écartent sensiblement de celui du plan. Il est vrai de dire que, pour l'étude d'un projet, les erreurs que pourrait donner la méthode abrégée Doyère (qui revient à remplacer la pantocarène par une hyperbole qui lui est tangente au point correspondant à la flottaison O*f*) seront la plupart du temps négligeables, d'autant plus que l'incertitude qui règne généralement alors sur la position du centre de gravité apportera des variations plus importantes dans la courbe des bras de leviers, que celles qui pourront provenir des centres de carène (les erreurs relatives seront, bien entendu, d'autant plus petites que la stabilité sera meilleure).

Quant à la méthode complète qui fait l'objet principal de cette Note, elle a surtout été établie pour remplacer le procédé Daymard (auquel elle est certainement préférable, au point de vue de la rapidité, de la facilité, de l'exactitude pour les grands angles, de la disposition des courbes d'interpolation et de leur usage), et, d'autre part, pour éviter les nombreux relevés de la méthode Benjamin et Spence, tout en conservant ses courbes d'interpolation finales.

Elle présente ainsi que la méthode Doyère complète, l'avantage de pou-

voir être guidée, dans le courant des calculs, de façon à ne donner que des résultats utiles.

Nous pensons que, à égalité de nombre de points obtenus, notre méthode doit être plus expéditive et plus commode que la méthode complète Doyère, le nombre total d'opérations restant à peu près le même, mais les carrés et cubes étant plus faciles à effectuer que des relevés d'ordonnées, d'autant que ceux-ci présentent, dans la méthode Doyère, quelques complications et quelques points délicats.

LÉGENDE EXPLICATIVE DES PLANCHES IX, X, XI, XII.

Tableau I.

Les ordonnées qui doivent figurer à l'immersion et à l'émersion sont prises de la manière suivante : on prépare un calque sur lequel sont tracées des lignes droites faisant entre elles des angles de 10°, on le place sur le vertical (*fig.* 1), de telle sorte que la ligne 0° coïncide avec la flottaison en charge, et que le point O soit sur l'axe du navire. On mesure les ordonnées à l'immersion et à l'émersion, à partir du point O.

Avoir soin de ne porter pour les perpendiculaires N et R que la moitié des ordonnées, la moitié des carrés et des cubes des ordonnées entières. Quand certaines obliques rencontrent un couple en trois points, la valeur que l'on doit porter est $c - b + a$, pour le carré $c^2 - b^2 + a^2$, pour le cube $c^3 - b^3 + a^3$, ou les moitiés seulement s'il s'agit des perpendiculaires.

Inscrire les ordonnées avec deux décimales, leurs carrés avec une seule et pour les cubes la partie entière seulement.

a est la somme des deux colonnes immersion et émersion;

δ la différence des sommes des carrés ($I^2 - E^2$, faire attention au signe);

σ la somme des cubes immersion et émersion;

D une quantité dont la signification est indiquée plus loin;

$\Delta = \delta + 2Da$.

Tableau II.

δ et σ sont pris dans le Tableau I. Pour les sommes φ on opère ainsi :

$$\varphi_1 = q_1, \qquad \varphi_2 = \varphi_1 + q_1 + q_2, \qquad \varphi_3 = \varphi_2 + q_2 + q_3,$$

et ainsi de suite. (Faire attention au signe.)

Tableau III.

φ est pris dans le Tableau II et a dans le Tableau I : on calcule p avec deux décimales.

Tableau IV.

Sur un calque on trace un réseau de droites parallèles écartées de h ; sept droites suffisent en général. On les numérote 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13; on leur mène deux perpendiculaires écartées d'une distance D, l'une d'elles coupe la droite 10 au point O. La distance D doit être telle que le point O étant placé sur l'axe du navire et sur la flottaison en charge, l'axe XX' ne coupe le vertical dans aucune position. Pour mesurer les ordonnées qui doivent figurer au Tableau, on opère ainsi : on place le calque comme il a été dit, sous des inclinaisons successives de 10°, 20°, 30°, ... Pour chaque inclinaison on consulte les valeurs de p au Tableau III, on choisit parmi les sept droites parallèles celle dont la distance *en dessous* de la droite 10 est la plus voisine de p : c'est la flottaison de comparaison. On mesure les ordonnées pour cette flottaison, les 2 qui sont au-dessus, les 2 qui sont au-dessous; parmi ces cinq stations se trouve la station 10 pour laquelle il n'y a pas de mesure à faire. Quand on a fait toutes les lectures qui donnent l'immersion $\mathcal{A}$ et l'émersion $\mathcal{N}$, on retourne le calque et l'on mesure les ordonnées d'émersion $\mathcal{A}$ et d'immersion $\mathcal{N}$. Remarquer 1° que dans toutes ces positions le point O' doit être sous la flottaison; 2° que le point A doit toujours être plus haut que A'. Mêmes remarques qu'au Tableau I pour les deux perpendiculaires et pour le cas où une droite rencontre un couple plusieurs fois.

a est ici la différence des sommes d'ordonnées
Δ la différence des sommes des carrés
} a et Δ sont toujours positifs.

Tableau V.

A chaque inclinaison on numérote les stations en plaçant les flottaisons de comparaison sur la troisième ligne.

Première colonne : a est pris dans le Tableau I pour la station de comparaison, et dans le Tableau IV pour les autres.

Deuxième colonne : $P + \varphi$ est pris dans le Tableau II pour la station de comparaison; les autres sont obtenus au moyen de la première colonne, comme les φ du Tableau II.

Troisième colonne : Δ est pris dans le Tableau I pour la station de comparaison; dans le Tableau IV pour les autres.

Quatrième colonne : La valeur de N est prise dans le Tableau II pour la station de comparaison; les autres sont calculés d'une manière analogue aux φ du Tableau II.

Cinquième colonne : $Y = \frac{N}{P + \varphi}$.

Sixième colonne : $y = Y - D$.

DISCUSSION

DES MÉMOIRES DE MM. DOYÈRE ET DE REFFYE.

M. le commandant Guyou :

La lecture des Mémoires de MM. Doyère et de Reffye m'a suggéré une remarque dont l'application aux méthodes adoptées en France pour le calcul des éléments de la stabilité me paraît devoir entraîner des simplifications importantes dans les opérations, sans diminuer la précision des résultats.

L'objet final de ces opérations est la détermination du moment de stabilité aux différentes inclinaisons, dans les différents états de déplacement que peut prendre le navire, depuis son lancement jusqu'à l'armement complet. Pour obtenir ce résultat, on détermine des groupes de valeurs du moment M et du volume V pour des inclinaisons variant de 10° en 10° et des profondeurs différentes de la carène. Dans la méthode Reech, les moments sont ramenés à un point fixe de la carène; dans celle de M. Daymard, ils sont ramenés à un point variable dont la position est déduite de calculs antérieurs; mais ces différences sont d'ordre secondaire et nous pouvons les négliger ici.

Les groupes de valeurs ainsi obtenus donnent, pour chaque inclinaison θ, des points de la courbe qui représente l'équation

$$f(M, V) = 0$$

et, les diverses courbes correspondant aux diverses inclinaisons étant tracées, il suffit de mesurer, sur chacune d'elles, les ordonnées M, correspondant à une même abscisse V, pour obtenir les résultats qui conviennent au déplacement V considéré. Dans les méthodes Reech et Daymard, les opérations graphiques employées sont différentes de celles que nous venons d'indiquer, mais les différences sont, comme celles que j'ai déjà signalées plus haut, d'ordre secondaire quand on s'occupe de l'esprit général des méthodes.

La remarque dont j'ai parlé au début consiste en ceci : Au lieu de déterminer seulement quelques points des courbes $f(M, V) = 0$, on peut déterminer en chaque point les directions de leurs tangentes; la détermination de cette nouvelle donnée équivaudra, au point de vue de la précision, à celle d'un point de la courbe; elle permettra, par suite, de diminuer de moitié le nombre des points à calculer. Or il se trouve précisément que les coefficients angulaires des tangentes sont, pour ainsi dire, tout calculés dans les méthodes Reech et Daymard. On arrive donc ainsi à cette conclusion que, avec la moitié seulement des Tableaux de calculs de ces deux méthodes, on peut obtenir des résultats aussi précis que ceux que l'on déduit actuellement de leur totalité. Il suffirait, pour cela, d'utiliser par un court calcul un certain nombre d'éléments qui ont été laissés de côté jusqu'ici.

Un simple examen d'ensemble du sujet montre d'ailleurs clairement que, dans ces méthodes de calcul, on détermine des éléments qui font entre eux double emploi. Lorsque, en effet, on a obtenu finalement V et M pour une seule station, aux différentes inclinaisons, il suffit, pour en déduire ceux qui correspondent à d'autres stations et à une même inclinaison, d'ajouter, aux éléments déjà obtenus pour cette inclinaison, les volumes et les moments de tranches parallèles. Ces volumes et ces moments ne dépendant que des sommes des ordonnées et de celles de leurs carrés, il est tout à fait inutile d'employer les sommes des cubes.

Les considérations qui précèdent conduisent directement à deux catégories nouvelles de méthodes plus simples que celles qui sont généralement adoptées en France :

1° Calculer, pour chaque valeur de l'inclinaison, les éléments de la stabilité d'une seule carène soit par la méthode des plans polaires de Reech et Risbec ou Daymard, soit par la méthode *abrégée* de M. Doyère.

Pour chaque valeur de l'inclinaison, déterminer ensuite les volumes et les moments des carènes parallèles, en ajoutant, aux éléments de la carène connue, les volumes et les moments des tranches parallèles déterminées soit par la méthode Benjamin et Spence, soit par la méthode Doyère.

La méthode indiquée par M. de Reffye appartient à cette catégorie.

2° Calculer directement, par les méthodes Reech et Risbec ou Daymard, les éléments V et M à toutes les inclinaisons pour deux stations ou trois au plus, largement espacées. Ces opérations donneront pour chacune des courbes $f(M, V) = 0$ correspondant aux diverses inclinaisons, deux points ou trois suivant le cas. Déduire des sommes des ordonnées et de celles de leurs carrés les valeurs des coefficients angulaires des tangentes aux mêmes points, et utiliser ces tangentes pour compléter le tracé des courbes.

Les modifications à apporter aux Tableaux de calculs usuels pour appliquer ces considérations sont trop simples pour qu'il soit utile de les signaler ici.

M. Daymard, Vice-Président :

Le Mémoire de M. Doyère présente un grand intérêt et il faut remercier l'auteur de cette nouvelle étude sur les moyens pratiques de déterminer rapidement la stabilité des navires.

C'est un sérieux avantage que celui qu'on obtient par le procédé présenté par M. Doyère, de supprimer l'emploi des carrés, des cubes et des lignes trigonométriques en se résignant à faire, au moyen d'ordonnées tracées spécialement pour chaque inclinaison, le calcul de *la coordonnée utile* du centre de carène correspondant; mais je ne serais pas étonné que certains opérateurs ne trouvent que le grand nombre de lignes auxiliaires à tracer, avec le même soin d'ailleurs que les lignes du plan de formes, constitue, dans un autre ordre d'idées, une complication aussi grande que l'emploi des Tables.

Une autre observation que je désire présenter est relative au degré d'approximation de la méthode abrégée de M. Doyère; l'hypothèse que la petite tranche d'épaisseur ε est cylindrique peut s'éloigner sensiblement de la vérité; de plus, il semble que la direction adoptée pour les ordonnées amènera avec les couples des intersections plus obliques et produira plus d'ordonnées singulières que cela n'a lieu dans les méthodes de calculs actuelles, particulièrement s'il s'agit de navires à formes spéciales, comme par exemple les navires à dos de baleine qu'on étudie actuellement.

Quoi qu'il en soit, M. Doyère, par de très ingénieuses remarques, semble avoir tiré le parti le plus avantageux possible de l'emploi de séries d'ordonnées obliques.

En ce qui concerne le Mémoire de M. de Reffye, je ne ferai que lui rendre justice en disant qu'il est présenté avec beaucoup de clarté et d'élégance.

Il ne me semble pas douteux qu'il doive apporter une simplification réelle au procédé que j'ai fait connaître dans mon Mémoire de 1883, où j'exposais en même temps quelques considérations nouvelles sur la stabilité et certaines courbes naturelles pouvant servir à la représenter.

Je remarque à ce sujet que M. de Reffye donne aux mots de *pantocarènes isoclines* un sens plus étendu que je ne l'avais fait moi-même en introduisant ces noms un peu barbares peut-être (mais abrités par l'adoption du terme *isocarène* employé par Charles Dupin). Dans mon idée, un flotteur déterminé n'avait, sous un angle donné, qu'une pantocarène isocline correspondant à la position du centre de gravité confondu avec le centre de carène; M. de Reffye considère autant de pantocarènes isoclines que de positions du centre de gravité. Cela n'a pas, du reste, d'importance; il s'agit seulement de s'entendre sur les définitions.

Pour juger des avantages de la méthode présentée par M. de Reffye, il faudrait faire quelques applications. Il convient de remarquer d'ailleurs que des praticiens de même valeur pourront préférer des méthodes différentes, suivant celle à laquelle ils auront été entraînés tout d'abord.

M. Doyère est bien placé à l'École du Génie maritime pour faire des comparaisons sur les avantages relatifs des divers procédés. Je suis le premier à désirer que des procédés nouveaux procurent un réel avantage sur ceux employés jusqu'ici.

M. Doyère :

Les observations présentées par M. Daymard au sujet de ma méthode portent principalement sur les points suivants :

1° *L'existence des ordonnées singulières.* — Mais ces ordonnées ne sont point une particularité de ma méthode; il s'en rencontre dans toutes les autres, aussi bien dans celles qui opèrent par plans vecteurs rayonnants (Reech, Barnes, Daymard), que dans celles qui opèrent par plans isoclines (Benjamin-Spence). Il arrive, par exemple, dans la méthode de M. Daymard, qu'un plan vecteur coupe un même couple en deux ou plusieurs points du même côté du plan diamétral : l'ordonnée à inscrire dans les Tableaux est alors la somme algébrique de plusieurs segments qu'il faut mesurer *séparément;* il faut de même faire *séparément* leurs carrés et leurs cubes, pour en prendre la somme algébrique; en un mot, il y a là des corrections à opérer, qui sont entièrement laissées à l'initiative et à l'intelligence du dessinateur. Or, 1° d'une part, une erreur commise est très dangereuse, par le fait même que les ordonnées contiennent dans les calculs leur seconde et leur troisième puissance; tout le monde sait quelle erreur relative considérable une correction mal faite peut entraîner dans l'évaluation d'un moment d'inertie, par exemple; 2° d'autre part, l'erreur est d'autant plus à craindre que rien, dans les Tableaux, ne rappelle au dessinateur qu'il a affaire à une ordonnée singulière.

En réalité, si ces ordonnées paraissent tenir dans ma méthode une place plus importante que dans les autres, c'est uniquement parce que j'ai eu la précaution de les signaler en les soulignant dans les Tableaux, afin de bien montrer à l'opérateur qu'il y a là un point délicat sur lequel son attention doit se porter.

2° *Le grand nombre de lignes auxiliaires à tracer.* — D'après M. Daymard, la complication qui en résulterait compenserait l'avantage de n'avoir à employer que des premières puissances d'ordonnées. Mais ce n'est pas seulement l'emploi exclusif des premières puissances qui constitue l'avantage de ma méthode : c'en est un, et sérieux, car s'il est vrai que l'emploi des Tables des carrés et des cubes ne constitue pas une énorme complication, il est non moins certain que cela augmente les chances d'erreurs de lecture et de

copie. Mais outre cet avantage, outre celui de ne pas employer de formules trigonométriques et d'être, comme principe, tellement simple, qu'un dessinateur quelconque peut la comprendre et suivre pas à pas la marche des opérations, elle en présente un autre *capital*, qui lui est commun d'ailleurs avec la méthode de M. Normand (ou Benjamin-Spence) et *qui suffirait, à mon avis, pour faire donner la préférence aux méthodes opérant par plans isoclines sur celles qui opèrent par plans vecteurs rayonnants.*

Ces dernières reviennent, comme l'on sait, à substituer à la carène réelle une série d'onglets de révolution. Pour que l'erreur qui en résulte ne soit pas excessive, il faut que l'écartement des plans vecteurs successifs ne soit pas trop grand : l'équidistance-limite, généralement admise, est de 10°. Il s'ensuit que si l'on veut opérer par exemple jusqu'à 90°, il faut faire les calculs pour neuf inclinaisons différentes.

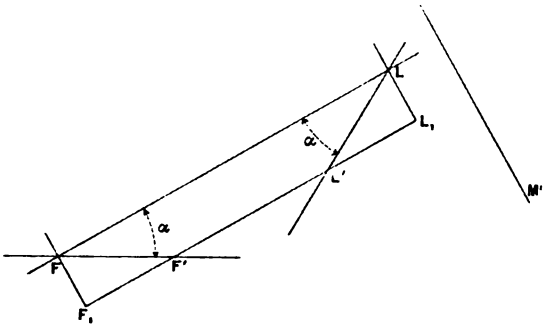
Dans les méthodes qui opèrent par plans parallèles, au contraire, chaque inclinaison se calcule indépendamment des précédentes, on peut les répartir comme on veut et limiter leur nombre à ce qui est strictement nécessaire pour tracer la courbe des bras de levier de stabilité. Or, étant donné que cette courbe est déterminée au départ par sa tangente, dont le coefficient angulaire est $\rho - a$ et avec laquelle elle se confond, en général, jusque vers 15° ou 20° d'inclinaison, trois ou quatre autres points suffiront le plus souvent pour déterminer la partie utile de la courbe avec toute l'approximation nécessaire dans la pratique. Les neuf inclinaisons employées dans les autres méthodes ne sont que des intermédiaires, inutiles au point de vue du résultat final, mais auxquels on est condamné par la nature même du procédé de calcul.

Ajoutons que, dans ces méthodes, les erreurs s'accumulent en passant d'une inclinaison à l'autre, tandis que, dans les méthodes qui emploient des plans isoclines, l'ordre de l'approximation reste le même, quelle que soit l'inclinaison.

3° *Le degré d'exactitude de ma méthode abrégée.* — M. Daymard fait observer que l'hypothèse de la cylindricité de la tranche d'épaisseur ε peut s'éloigner sensiblement de la vérité. Je rappelle tout d'abord que je n'ai présenté ma méthode abrégée que comme un moyen d'obtenir rapidement des résultats *approchés*, suffisants pour l'étude d'un avant-projet de navire, ou, plus généralement, dans tous les cas où l'on n'a pas besoin d'une rigoureuse précision (et ils sont pratiquement très nombreux). J'ajoute que l'hypothèse de la tranche cylindrique, alors même qu'elle s'éloigne beaucoup de la vérité, n'entraîne pas forcément une grande erreur sur l'évaluation du bras de levier de la poussée.

Prenons, par exemple, une carène dont les murailles font avec une flottaison oblique FL le même angle α de part et d'autre : cette carène peut différer beaucoup du cylindre qui a pour section droite la flottaison FL; en substituant ce cylindre à la carène réelle dans l'intervalle des deux flottaisons parallèles FL et F'L', on commettrait donc une erreur plus ou moins notable dans l'évaluation de la distance du centre de carène au plan FL. Mais *on n'en commet aucune dans l'évaluation du bras de levier de la poussée,* car la tranche cylindrique FF_1 et la tranche réelle FF' ont leur centre de volume sur la même parallèle à l'axe des moments MM'. En réalité, dans le cas général, l'erreur commise résulte non pas de la non-cylindricité de la carène, mais de ce que ses deux murailles ne sont point symétriques par rapport à un plan perpendiculaire à FL. On peut assigner, en partant de cette considération, une limite supérieure à l'erreur. Mais sans entrer dans cette discussion, je me bornerai à faire observer que l'hypothèse de la tranche cylindrique est le principe même de la méthode de Barnes : or cette méthode est, si je ne me trompe, celle qui est réglementaire dans les bureaux de l'Amirauté anglaise. Je crois donc pou-

voir considérer l'hypothèse en question comme suffisamment précise, dans des questions où, en somme, on ne cherche pas la rigueur mathématique, mais des chiffres approximatifs donnant l'allure générale de la courbe de stabilité, la valeur de l'angle de chavirement, etc.



J'estime, au reste, comme M. Daymard, que des méthodes différentes peuvent être équivalentes : le point important est d'avoir des calculateurs bien formés à leur maniement.

Il serait d'ailleurs bien difficile d'apprécier avec une parfaite exactitude la valeur de diverses méthodes en comparant le temps employé par divers élèves à effectuer les calculs d'un navire au moyen de l'une ou de l'autre : il y a un coefficient de *zèle* et d'*aptitude* dont il faudrait tenir compte.

DESCRIPTION D'UN SHARPEE

DE 9tx,5 DE DÉPLACEMENT

PAR M. G. AUROUS,
Ingénieur de la Marine.

J'avais été, il y a une dizaine d'années, chargé au port de Rochefort de dresser les plans d'une embarcation à voiles devant avoir un tirant d'eau maximum de 0m,80, être armée d'un canon-revolver Hotchkiss et pouvoir porter un équipage de douze hommes et des vivres pour vingt jours.

J'avais été conduit à proposer pour cet usage un sharpee de 9tx,5, dont les plans avaient été approuvés. J'ai pensé que la description et les plans de cette embarcation pouvaient intéresser ceux qui s'occupent plus spécialement du yachting (*Pl. VI, VII, VIII et VIII bis*).

La largeur considérable à donner à une embarcation devant recevoir douze hommes d'équipage, le faible tirant d'eau imposé, la nécessité, pour une embarcation destinée à naviguer en rivière, d'avoir un plan de dérive considérable, étaient autant de raisons qui m'avaient conduit à proposer un sharpee.

Ce type d'embarcation se trouve longuement décrit dans un article du Tome LXX de la *Revue maritime*, article dont nous détachons les renseignements suivants :

« Le sharpee est une embarcation particulière ne tirant que quelques pouces d'eau et marchant cependant avec une grande vitesse. Entièrement plates en dessous, avec un devant très fin et le tableau d'arrière très incliné, ces embarcations sont munies d'une dérive leur permettant d'aller à la voile. Leur voilure extrêmement simple consiste en deux voiles triangulaires s'enverguant sur des mâts dont les extrémités un peu flexibles sont terminées en pointe. Des perches légères servent à tendre les voiles, de manière qu'elles soient entièrement plates.

» C'est une embarcation confortable, dans laquelle il y a du logement, qui, par suite de son faible tirant d'eau, passe partout, qui peut s'échouer sur une grève facilement et sans crainte d'avarie et qui, par-dessus tout, est sûre par mauvais temps. Elle va par tous les temps, mouille peu et porte ses voiles [illegible]

Les Tableaux ci-après donnent les dimensions principales de la carène et le détail des poids.

Dimensions principales de la carène.

	m
Longueur hors bordé	15
Largeur hors bordé au fond au maître couple	4
Creux au maître couple	0,77
Tirant d'eau milieu	0,375
Déplacement correspondant	9,450

Devis des poids.

	kg
Coque	5380
Un canon-revolver avec son support et ses munitions	1200
Mâture complète	220
Gréement et pouliage	95
Voilure en vergues (toile de lin n° 4 *bis*)	75
Chaînes, deux bouts de 30m et de 12mm	190
Grappin	60
Accessoires (tauds, avirons, gaffes)	100
Vivres (tare comprise) (vingt jours pour douze hommes)	480
Eau (deux charniers de 100lit)	250
Équipage et effets	1200
Cuisine	200
Total	9450

Le poids de la coque avait été établi en prenant comme densité des bois (chevillage et clouage non compris) les valeurs suivantes :

Chêne	0,740
Pin d'Amérique	0,680
Sapin	0,550

Ce poids de 5380kg se décompose comme il suit :

Bois (coque et emménagements)	4210
Ferrements et clouage	1170

Les emménagements se composent d'un roof de 6m de longueur sur 3m,25 de largeur, laissant de chaque côté un passage de 0m,50; d'une chambre située à l'arrière du roof et munie de bancs permettant à l'équipage de s'asseoir au grand air sans gêner la manœuvre des voiles. Cette chambre est protégée par une fargue de 0m,25 de hauteur. A l'arrière de cette chambre se trouve le poste de l'homme de barre. Les vivres sont logés dans des caissons de la chambre et du roof.

Par suite du puits de dérive, on pénètre dans le roof par deux portes situées de chaque côté de ce puits.

Les munitions du canon-revolver sont logées dans une soute à l'avant.

Nous donnons ci-après le devis d'échantillons, la nature des bois à employer et une description de la voilure de ce petit bâtiment.

Échantillons des bois.

				Dimensions en millimètres.
Étrave	Épaisseur		à la tête	120
			au pied	120
	Épaisseur à l'effilement		à la tête	40
			au pied	40
	Largeur à la tête			200
Contre-étrave	Largeur aux extrémités			90
	Largeur au milieu			180
	Épaisseur			120
Membrure	Varangue	Largeur		120
		Épaisseur		65
	Allonge	Largeur	au pied	120
			à la tête	50
		Épaisseur	au pied	65
			à la tête	35
Bauquière	Largeur		au milieu	130
			à l'avant	100
			à l'arrière	90
	Épaisseur		au milieu	50
			aux extrémités	30
Lisse d'appui	Largeur			100
	Épaisseur			25
Barrots du pont	Largeur			120
	Épaisseur			80
Demi-baux	Largeur			80
	Épaisseur		près de la bauquière	60
			près de l'hélice	40
Surbaux avec feuillures pour supporter le roof.	Hauteur			160
	Épaisseur		au can supérieur	70
			au can inférieur	100
Entremises de la chambre et du roof.	Largeur			140
	Épaisseur			60
Entremises du panneau avant.	Largeur			120
	Epaisseur			60
Emplantures	Avant	Longueur		700
		Largeur		340
		Épaisseur		90
	Arrière	Longueur		860
		Largeur		360
		Épaisseur		110
Bancs de nage	Largeur			200
	Épaisseur			30
Surbaux du panneau N.	Hauteur			130
	Epaisseur		au can supérieur	50
			au can inférieur	90

		Dimensions en millimètres.
Barrotins du roof	Largeur aux extrémités	60
	Largeur au milieu	90
	Épaisseur	50
Bordé	Du fond. Au milieu	35
	Du fond. Aux extrémités	30
	Des côtés	30
	Du pont	40
	Au-dessous du roof	30
Montants du roof	Largeur	100
	Épaisseur	70
Plancher du roof		30
Caissons et cloisons en bois bouveté de		25
Pièce longitudinale du fond du puits de la dérive.	Hauteur	280
	Épaisseur	100
Montants du puits	Largeur	100
	Épaisseur	70
Bitte		14
Bordé du puits		30

Exécution de la charpente.

Essence des bois à employer.

L'étrave, les préceintes, bauquières, lisses d'appui et la membrure sont en chêne de France; le bordé de la carène, celui du pont et le roof en pin d'Amérique, les bancs de nage, les cloisons et les caissons en pin de Suède.

La dérive est en planches bouvetées de 40^{mm} d'épaisseur liées entre elles par des bandes en fer feuillard de 40^{mm} de largeur sur 4^{mm} d'épaisseur.

Le plan des emménagements et les différents plans de détail donnent tous les renseignements nécessaires pour la construction.

Clouage et boulonnage.

Les bordages du fond et des côtés sont fixés sur la membrure par des clous de cuivre à clin étampés de 110^{mm} de longueur (côté de la section du milieu de sa longueur 5^{mm}).

Les bordages du pont sont fixés sur les barrots par des clous de pont en fer zingué de 70^{mm} de longueur (côté de la section du clou au milieu de sa longueur 5^{mm}). Les clous sont rabattus de 14^{mm} et les têtes recouvertes par des tampons cylindriques du même bois que le bordé et dans le même fil.

Le bordé du dessous du roof, les planches du fond, les caissons, les cloisons et le bordé du puits de la dérive sont fixés par des clous de fer zingué à bordages à tête de diamant de 60^{mm} (côté de la section du clou au milieu

copie. Mais outre cet avantage, outre celui de ne pas employer de formules trigonométriques et d'être, comme principe, tellement simple, qu'un dessinateur quelconque peut la comprendre et suivre pas à pas la marche des opérations, elle en présente un autre *capital*, qui lui est commun d'ailleurs avec la méthode de M. Normand (ou Benjamin-Spence) et *qui suffirait, à mon avis, pour faire donner la préférence aux méthodes opérant par plans isoclines sur celles qui opèrent par plans vecteurs rayonnants.*

Ces dernières reviennent, comme l'on sait, à substituer à la carène réelle une série d'onglets de révolution. Pour que l'erreur qui en résulte ne soit pas excessive, il faut que l'écartement des plans vecteurs successifs ne soit pas trop grand : l'équidistance-limite, généralement admise, est de 10°. Il s'ensuit que si l'on veut opérer par exemple jusqu'à 90°, il faut faire les calculs pour neuf inclinaisons différentes.

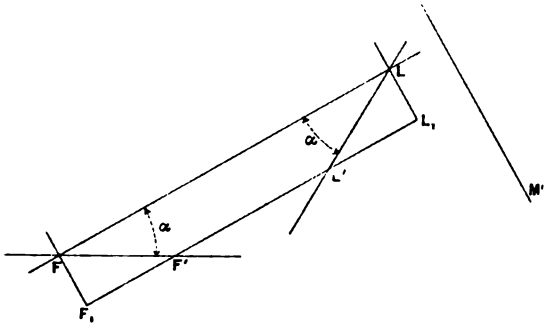
Dans les méthodes qui opèrent par plans parallèles, au contraire, chaque inclinaison se calcule indépendamment des précédentes, on peut les répartir comme on veut et limiter leur nombre à ce qui est strictement nécessaire pour tracer la courbe des bras de levier de stabilité. Or, étant donné que cette courbe est déterminée au départ par sa tangente, dont le coefficient angulaire est $\rho - a$ et avec laquelle elle se confond, en général, jusque vers 15° ou 20° d'inclinaison, trois ou quatre autres points suffiront le plus souvent pour déterminer la partie utile de la courbe avec toute l'approximation nécessaire dans la pratique. Les neuf inclinaisons employées dans les autres méthodes ne sont que des intermédiaires, inutiles au point de vue du résultat final, mais auxquels on est condamné par la nature même du procédé de calcul.

Ajoutons que, dans ces méthodes, les erreurs s'accumulent en passant d'une inclinaison à l'autre, tandis que, dans les méthodes qui emploient des plans isoclines, l'ordre de l'approximation reste le même, quelle que soit l'inclinaison.

3° *Le degré d'exactitude de ma méthode abrégée.* — M. Daymard fait observer que l'hypothèse de la cylindricité de la tranche d'épaisseur ε peut s'éloigner sensiblement de la vérité. Je rappelle tout d'abord que je n'ai présenté ma méthode abrégée que comme un moyen d'obtenir rapidement des résultats *approchés*, suffisants pour l'étude d'un avant-projet de navire, ou, plus généralement, dans tous les cas où l'on n'a pas besoin d'une rigoureuse précision (et ils sont pratiquement très nombreux). J'ajoute que l'hypothèse de la tranche cylindrique, alors même qu'elle s'éloigne beaucoup de la vérité, n'entraîne pas forcément une grande erreur sur l'évaluation du bras de levier de la poussée.

Prenons, par exemple, une carène dont les murailles font avec une flottaison oblique FL le même angle α de part et d'autre : cette carène peut différer beaucoup du cylindre qui a pour section droite la flottaison FL; en substituant ce cylindre à la carène réelle dans l'intervalle des deux flottaisons parallèles FL et F'L', on commettrait donc une erreur plus ou moins notable dans l'évaluation de la distance du centre de carène au plan FL. Mais *on n'en commet aucune dans l'évaluation du bras de levier de la poussée*, car la tranche cylindrique FF_1 et la tranche réelle FF' ont leur centre de volume sur la même parallèle à l'axe des moments MM'. En réalité, dans le cas général, l'erreur commise résulte non pas de la non-cylindricité de la carène, mais de ce que ses deux murailles ne sont point symétriques par rapport à un plan perpendiculaire à FL. On peut assigner, en partant de cette considération, une limite supérieure à l'erreur. Mais sans entrer dans cette discussion, je me bornerai à faire observer que l'hypothèse de la tranche cylindrique est le principe même de la méthode de Barnes : or cette méthode est, si je ne me trompe, celle qui est réglementaire dans les bureaux de l'Amirauté anglaise. Je crois donc pou-

voir considérer l'hypothèse en question comme suffisamment précise, dans des questions où, en somme, on ne cherche pas la rigueur mathématique, mais des chiffres approximatifs donnant l'allure générale de la courbe de stabilité, la valeur de l'angle de chavirement, etc.



J'estime, au reste, comme M. Daymard, que des méthodes différentes peuvent être équivalentes : le point important est d'avoir des calculateurs bien formés à leur maniement.

Il serait d'ailleurs bien difficile d'apprécier avec une parfaite exactitude la valeur de diverses méthodes en comparant le temps employé par divers élèves à effectuer les calculs d'un navire au moyen de l'une ou de l'autre : il y a un coefficient de *zèle* et d'*aptitude* dont il faudrait tenir compte.

pourra prendre, pour la vitesse moyenne supplémentaire communiquée à l'obstacle, $\frac{c}{2}$, puisque cette vitesse supplémentaire passe de o à c dans le temps T.

Ici, la poussée gardant, comme tout à l'heure, pendant tout le temps T, la valeur moyenne $F = K_t B^2 V^2$, la puissance motrice à développer, correspondante au travail utile par seconde FV, sera

$$F\left(V + \frac{c}{2}\right).$$

Donc, au défaut de fixité du point d'appui, correspond même pour l'organe très simple considéré, une perte sur le rendement, puisque, la puissance devant être supérieure au travail utile, le rendement propulsif, $\beta = \frac{V}{V + \frac{c}{2}}$, devient forcément inférieur à l'unité.

Si enfin le temps T est très petit, ou si la vitesse supplémentaire c est communiquée instantanément, ou encore s'il y a choc à l'entrée sur le propulseur (c'est le cas des roues à pales fixes et des hélices à pas constant sur la largeur de l'aile), la poussée gardant pendant un temps quelconque la valeur $F = K_t B^2 V^2$, la puissance motrice à développer sera $F(V + c)$, pour un travail utile par seconde FV. D'où un rendement plus faible que tout à l'heure :

$$\beta' = \frac{V}{V + c} = \frac{V}{V + \frac{c}{2}} \frac{V + \frac{c}{2}}{V + c} = \beta \frac{2V + c}{2(V + c)} = \beta\beta_c,$$

en désignant par la notation β_c et par le terme *rendement-choc* le facteur fractionnaire $\frac{2V + c}{2(V + c)}$.

Quand l'obstacle mobile est l'eau elle-même, la conclusion reste la même; mais, pour retrouver l'expression ci-dessus de la puissance à développer, nous serons obligés d'employer le théorème des réactions, que Reech présenta en 1843 et sur lequel il basa la théorie générale des propulseurs. Ce théorème, que l'on obtient en appliquant le théorème général des quantités de mouvement à un récipient d'où s'échappent des veines liquides en mouvement permanent, tandis que d'autres veines permanentes apportent une quantité équivalente de liquide, s'énonce comme suit : 1° *La composante, estimée suivant une direction quelconque, de la pression d'un récipient sur ses appuis est égale, en grandeur, direction et sens, à la différence des projections sur cette direction de la quantité de mouvement des masses liquides qui entrent et sortent dans l'unité de temps, augmentée de la composante du poids apparent du vase et de son liquide; 2° le moment, par rapport à un axe, de la pression sur les appuis est égal au moment du poids apparent, augmenté du moment*

des quantités de masses entrantes, et diminué du moment des quantités de mouvement des masses sortantes, ces masses étant relatives à l'unité de temps. Ici le récipient n'est autre que le propulseur, et nous supposerons, pour simplifier, que l'eau y entre avec la vitesse commune V et dans la direction du courant, et en sorte, dans la même direction, avec une vitesse $V + v$. Le poids apparent donnant sur la direction de V une composante nulle, nous aurons, en désignant par F la réaction moyenne et par Q le débit par seconde, en mètres cubes, de l'eau actionnée,

$$\frac{\varpi}{g} Q[(V + v) - V] = \frac{\varpi}{g} Qv = F.$$

Le débit Q s'obtiendra en multipliant la section b^2 de la veine attaquée par le propulseur par la vitesse du courant.

Pour avoir l'expression de la puissance à développer, il nous faut maintenant appliquer le théorème général des forces vives à la masse d'eau $\frac{\varpi Q}{g}$ débitée par seconde, ce qui conduit à la valeur

$$\frac{\varpi Q}{g}\left[\frac{(V + v)^2 - V^2}{2}\right] = \frac{\varpi Q}{g}\left(\frac{2Vv + v^2}{2}\right) = F\left(V + \frac{v}{2}\right).$$

Nous retrouvons ainsi, pour la puissance motrice, la valeur précédemment trouvée dans un cas plus simple, et nous pouvons énoncer déjà les principes généraux suivants :

Principe I. — Dans tout propulseur à réaction, la mobilité du point d'appui entraîne une perte sur le rendement propulsif.

Principe II. — Pour que la perte de rendement, due à la mobilité du point d'appui, soit égale pour deux propulseurs poussant un même corps à la même vitesse V, mais agissant sur deux fluides différents, il faut que la vitesse de refoulement v soit la même et, par suite, pour l'égalité des poussées F, que les masses $\frac{\varpi Q}{g}$ actionnées dans l'unité de temps soient égales, ou encore que les sections des veines attaquées par les propulseurs soient en raison inverse des densités des fluides sur lesquels ils agissent.

Principe III. — Si l'on appelle *recul moyen* le rapport ρ_μ de la vitesse supplémentaire moyenne $\frac{v}{2}$, prise par l'eau dans son passage à travers le propulseur, à la vitesse totale moyenne, $U_\mu = V + \frac{v}{2}$, de l'eau dans le propulseur, ces vitesses étant estimées dans la direction du courant V, on a

$$\rho_\mu = \frac{U_\mu - V}{U_\mu} = \frac{v}{2V + v} = \frac{1}{1 + \frac{2V}{v}},$$

tandis que le rendement β a pour valeur

$$\beta = \frac{1}{1 + \frac{c}{2V}},$$

et l'on voit que l'on a la relation $\rho_\mu = 1 - \beta$; c'est-à-dire que le rendement propulsif et le recul moyen sont des quantités complémentaires; ou encore que le maximum de rendement correspond au minimum de recul moyen, quand, pour établir le rendement du propulseur, on ne considère que la perte due à la mobilité du point d'appui, et qu'on néglige toutes les autres (celles dues au choc à l'entrée, au frottement, à la divergence des filets d'eau entrants et sortants, etc.).

D'ordinaire, on appelle simplement *recul*, et l'on désigne par la notation ρ, le rapport de la vitesse supplémentaire finale c à la vitesse totale $V + v = U$. Les deux valeurs ρ et ρ_μ sont différentes; ainsi, dans une hélice où le pas croîtrait régulièrement sur la largeur de l'aile, depuis une valeur égale à l'avance par tour a jusqu'à une autre valeur H, ρ_μ devrait être calculé avec le pas moyen et ρ avec le pas de sortie. On doit d'ailleurs, par définition, avoir la relation $\rho_\mu = \frac{2}{2 - \rho}$, qui peut servir à définir ρ_μ par le recul ordinaire ρ, en admettant que $\frac{c}{2}$ soit la vitesse moyenne supplémentaire entre o et c. On voit aussi qu'alors on a la relation $\rho = 1 - \beta'$, car $\rho = \frac{c}{V + c}$ et $\beta' = \frac{V}{V + c}$.

Principe IV. — A égalité de vitesse V pour le corps poussé par un organe à réaction, la perte de rendement propulsif, due à la mobilité du point d'appui, est d'autant plus faible que la masse $\frac{\varpi Q}{g}$ attaquée dans l'unité de temps par le propulseur est plus grande, et que la vitesse c, avec laquelle l'eau est rejetée en arrière, est plus faible.

En effet, à égalité de force poussante F, le rendement propulsif sera évidemment d'autant meilleur que c sera plus petit; mais alors, puisque $F = \frac{\varpi Q}{g} c$ doit rester constant, il faut que le débit Q augmente à mesure que c diminue.

Dans ce qui précède, le propulseur à réaction considéré était un propulseur idéal, sans frottements, supposé placé de façon à recevoir toute l'eau attaquée dans la direction même de la marche du corps avec la vitesse commune V, et supposé de disposition telle que l'eau refoulée soit animée d'une même vitesse $V - c$, commune à toute la masse et parallèle à la direction de la marche du corps.

Si nous nous plaçons maintenant dans le cas d'un propulseur réel, mais toutefois tel qu'on puisse supposer encore l'eau prise à la vitesse commune V de la marche, nous constaterons : 1° une diminution de rendement due au

choc à l'entrée, si le genre du propulseur comporte un tel choc; 2° une diminution évidente du rendement propulsif due au frottement de l'eau sur le propulseur et (éventuellement) au frottement des divers organes du propulseur, si celui-ci est un engin à liaisons complexes; 3° une diminution de ce rendement due à l'inégalité des vitesses de refoulement des molécules d'eau, à supposer même que toutes ces molécules soient rejetées parallèlement à la direction de V; enfin 4° une autre diminution du rendement causée par la divergence des vitesses des molécules rejetées, par rapport à la direction de V.

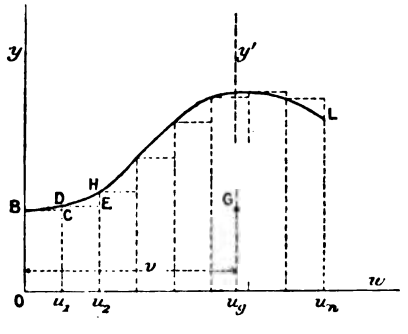
Pour mettre en évidence la diminution du rendement propulsif due au choc, nous remarquerons que, à la puissance $F\left(V + \frac{v}{2}\right)$ nécessaire pour accroître la force vive de la masse d'eau $\frac{\varpi Q}{g}$, il faut ajouter, pour le choc proprement dit, une puissance $\frac{1}{2}\frac{\varpi Q}{g}v^2 = F\frac{v}{2}$. Le nouveau rendement β' devient, comme il a été dit, égal à l'ancien β multiplié par un rendement-choc

$$\beta_c = \frac{2V + v}{2(V + v)} = \frac{1}{2}\frac{\rho}{\rho\mu} = \frac{1}{1 + \rho\mu} = 1 - \frac{\rho}{2}.$$

Pour ce qui est de l'inégalité des vitesses des molécules refoulées, nous raisonnerons comme suit :

Supposons que la masse totale, actionnée par seconde, $M = \frac{\varpi Q}{g}$, soit décomposée en éléments, dM_1, dM_2, ..., qui acquièrent, en traversant le propulseur, des vitesses u différentes de la vitesse moyenne v relative à toute la masse actionnée. Portons (*fig.* 2) les vitesses u en abscisses et partageons

Fig. 2.



la vitesse acquise maximum u_n en un certain nombre de parties égales : Ou_1, u_1u_2, u_2u_3, ..., que nous désignerons par du, de telle façon que nous aurons $u_n = n\,du$. Représentons l'élément de la masse dM_1, dont les molécules auront acquis dans le propulseur des vitesses supplémentaires comprises entre o

et u_1 par l'aire du rectangle $OBCu_1$, puis l'élément dM_2 dont les molécules auront acquis des vitesses comprises entre u_1 et u_2 par l'aire u_1DEu_2, et ainsi de suite. Traçons enfin par les sommets des rectangles tels que B, D, H, la courbe BL dont nous désignerons les ordonnées par y.

L'aire A de la courbe AL, terminée à l'ordonnée de u_n, représente la masse totale $M = \frac{\varpi Q}{g}$, car

$$M = \int dM = \int_0^{u_n} y\,du = A.$$

D'autre part, l'abscisse u_g du centre de gravité G de la courbe n'est autre que la vitesse moyenne v de la masse totale, car le théorème des quantités de mouvement donne pour la poussée

$$F = \Sigma\, dM[(V + u) - V] = \Sigma\, dMu = \int_0^{u_n} yu\,du = Mu_g = \frac{\varpi Q}{g} v;$$

d'où

$$u_g = v.$$

Or, la poussée F étant donnée, et la masse actionnée ayant été prise la plus grande possible, il en résulte que la vitesse moyenne v est déterminée, c'est-à-dire que la courbe AL doit être telle que son centre de gravité soit à une certaine distance donnée de Oy.

Si maintenant nous considérons le terme $\frac{1}{2}\Sigma\, dMu^2$, qui constitue la perte de rendement propulsif, nous voyons que l'on a

$$\frac{1}{2}\Sigma\, dMu^2 = \frac{1}{2}\int_0^{u_n} yu^2\,du = I_{Oy}(A) = Au_g^2 + I_{Gy'}(A),$$

en désignant par $I_{Oy}(A)$ et par $I_{Gy'}(A)$ les moments d'inertie de l'aire (A) par rapport à l'axe Oy, d'une part, et à l'ordonnée Gy', de l'autre.

Pour rendre la perte minimum, puisque Au_g^2 est une quantité donnée, il faut rendre minimum le moment d'inertie $I_{Gy'}$, ou, autrement dit, ramasser l'aire constante A autour de la verticale Gy', c'est-à-dire encore donner à toute la masse actionnée une vitesse supplémentaire commune, égale à la vitesse moyenne v. Si les vitesses de refoulement, parallèles à la direction de la marche, sont inégales, le défaut d'égalité de ces vitesses entraîne donc une diminution du rendement propulsif.

De son côté, le défaut de parallélisme des vitesses de refoulement entraîne aussi une diminution de rendement propulsif, parce que, la perte pouvant s'écrire dans ce cas

$$\Sigma\, dM\left[\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dz}{dt}\right)^2\right],$$

cette perte sera minimum, pour une valeur donnée de la poussée ou de $\Sigma\, dM\left(\frac{dx}{dt}\right)$, quand les composantes latérales $\frac{dy}{dt}$ et $\frac{dz}{dt}$ des vitesses u de refoulement seront nulles.

En résumé, pour un propulseur à réaction, fonctionnant dans les conditions habituelles, et supposé placé de façon à n'être point influencé par lui pour la direction et la grandeur de la vitesse V à l'entrée, on peut établir les nouveaux principes généraux ci-après :

Principe V. — Le choc à l'entrée diminue le rendement dans le rapport $\beta_c = \frac{1}{1+\rho\mu} = 1 - \frac{\rho}{2}$. Si l'instantanéité de l'action du propulseur sur l'eau, pour la faire passer de la vitesse V à V + c, n'est pas absolue, la perte sur le rendement est moindre que celle ci-dessus, qui est une limite supérieure.

Principe VI. — Le défaut d'égalité des vitesses de refoulement des filets de la masse liquide actionnée entraîne une diminution du rendement propulsif.

Principe VII. — Le défaut de parallélisme des vitesses de refoulement diminue aussi le rendement propulsif.

Principe VIII. — Le frottement du propulseur sur l'eau qu'il actionne, ou des divers organes du propulseur entre eux, si celui-ci est à liaisons complexes, est une nouvelle cause de diminution du rendement propulsif.

Désignons par T_m le travail moteur qu'il faut dépenser dans un propulseur à réaction parfait, où n'intervient que la mobilité du point d'appui, travail auquel correspond le rendement β de ce propulseur parfait. Désignons, d'autre part, pour un propulseur ordinaire, par T_c, T_i, T_d et T_f les travaux supplémentaires qu'il faut dépenser pour tenir compte respectivement : du choc, de l'inégalité des vitesses de sortie, de leur divergence et du frottement de l'eau. Nous aurons pour rendement total β_t du propulseur ordinaire

$$\begin{aligned}\beta_t &= \frac{T_u}{T_m + T_c + T_i + T_d + T_f} \\ &= \frac{T_u}{T_m}\,\frac{T_m}{T_m + T_c}\,\frac{T_m + T_c}{T_m + T_c + T_i}\,\frac{T_m + T_c + T_i}{T_m + T_c + T_i + T_d}\,\frac{T_m + T_c + T_i + T_d}{T_m + T_c + T_i + T_d + T_f} \\ &= \beta . \beta_c . \beta_i . \beta_d . \beta_f .\end{aligned}$$

en remarquant que les termes successifs de cette formule représentent des rendements spéciaux relatifs : le premier, β, au propulseur parfait ; le deuxième, β_c, à la seule influence du choc à l'entrée ; le troisième, β_i, à la seule influence de l'inégalité des vitesses de sortie dans un propulseur ordinaire ; le quatrième, β_d, à la seule influence de la divergence de ces vitesses ; le cinquième, β_f, à la seule influence du frottement.

Il nous reste, en dernier lieu, à parler d'un propulseur ordinaire à réaction, installé de façon à ne recueillir qu'une fraction de la vitesse V à l'entrée, ou placé assez près du corps poussé pour que l'influence de ce dernier puisse réagir sur l'utilisation du propulseur.

Dans le premier cas, à une déviation par rapport à V de la prise d'eau, correspond une nouvelle perte à l'entrée (propulseurs hydrauliques) ; dans le

second (hélices et appareils similaires), nous savons que le propulseur en marche change la résistance de la carène et l'augmente; il conviendra donc de prendre d'abord ici pour F, dans les formules générales, non la résistance de la carène au remorquage R, mais la résistance avec propulseur en marche $\mathcal{R}$. D'un autre côté, et inversement, la présence de la coque, dans le voisinage et sur l'avant du propulseur, change les conditions d'action de celui-ci, en le faisant travailler dans une carène liquide entraînée. Si l'on remarque que, pendant la marche, le propulseur trouve toujours de l'eau devant lui, comme si la coque n'existait pas, parce que son aspiration appelle l'eau de tous les côtés et par le fond, et que le refoulement s'opère directement dans la carène liquide entraînée, on voit que les choses se passent, pour le propulseur, comme si, recevant un courant de vitesse V, il restituait à la sortie $v + V'$, avec $V' < V$. La vitesse acquise par l'eau après passage dans le propulseur est alors $v - (V - V')$, inférieure à la vitesse acquise v quand le propulseur est isolé. On conçoit donc que la perte provoquée par la présence du propulseur, derrière la coque et près de celle-ci, puisse être en partie compensée par un gain sur β_t produit par la présence de la coque, devant le propulseur et près de celui-ci. Les expériences de M. R.-E. Froude [1] sur la poussée d'une hélice travaillant au même nombre de tours et à la même vitesse rectiligne V, d'abord isolément, puis derrière une coque, montrent en effet très nettement que la présence de la coque devant l'hélice augmente le rendement propulsif de cette dernière. La théorie se trouve ainsi très compliquée, du fait de la jonction des deux organes, coque et propulseur, à une faible distance l'un de l'autre, et nous ne possédons guère de résultats expérimentaux que pour l'ensemble.

---

[1] R.-E. Froude, *Description d'une méthode d'investigation sur le rendement des hélices* (*Trans. Nav. Arch.*, t. XXIV, 1883; traduit dans le *M. G. M.*, 3e liv., 1886, par M. A. Dudebout, Ingénieur de la Marine).

SUR

QUELQUES PRINCIPES DE MÉCANIQUE GRAPHIQUE

APPLICABLES AUX MACHINES,

PAR M. MARBEC,

Ingénieur des Constructions navales.

Dans le précédent *Bulletin de l'Association technique maritime*, à l'occasion d'une étude sur le système de distribution de M. Marshall, j'avais eu à m'occuper des réactions causées dans le système par les forces d'inertie.

Cette question si importante des forces d'inertie a été, dans ces dernières années, l'objet d'études nombreuses. Les accélérations, croissant, toutes choses égales d'ailleurs, comme le carré des vitesses, sont devenues très grandes à mesure que la nécessité d'augmenter la puissance des machines, sans accroître leurs dimensions, a conduit à adopter de grands nombres de tours.

Il en est résulté des complications fâcheuses et quelquefois inattendues.

Dans les navires, les grandes réactions occasionnent dans la coque des tiraillements et des vibrations qui tendent à ébranler l'ensemble, tout en produisant des dénivellations de paliers et par suite des échauffements (derniers croiseurs très légers).

Dans les chemins de fer, la vitesse des trains est en somme limitée par les réactions de bielles qui donnent aux locomotives ces mouvements de roulis et de lacet si dangereux pour la stabilité.

Dans les appareils de détente où les mouvements sont toujours assez complexes, les réactions, la plupart du temps inconnues, font supporter aux tourillons des efforts souvent bien plus grands que l'on n'avait pu le supposer et occasionnent ainsi de graves mécomptes.

Les moments-moteurs des machines sont profondément modifiés par l'inertie des bielles.

Quelquefois, les résultats sont plus indirects et assez difficiles à démêler; ainsi M. l'ingénieur de la Marine Moritz a, avec beaucoup de perspicacité,

mis en lumière sur le *Davout* une des causes qui rendaient les échauffements fréquents à grande allure. Les graisseurs allécheurs des grandes bielles ne prenaient point d'huile sur les pinceaux fournisseurs, à cause de l'accélération possédée par le graisseur au moment du contact; la force d'inertie plus grande que l'adhérence de l'huile empêchait le lubrifiant de s'attacher à la palette du graisseur.

Somme toute, dans les machines à mouvement alternatif, c'est-à-dire dans toutes les machines à vapeur actuelles, l'étude des forces d'inertie présente une importance capitale.

Il y a, en outre, des cas nombreux où l'étude des vitesses et des accélérations présente un grand intérêt :

Efforts exercés au roulis par les embarcations sur les porte-manteaux;

Coups de bélier donnés dans les pompes quand, le piston allant trop vite, l'eau n'a pu monter aussi vite que lui et se trouve arrêtée dans sa marche ascendante par le piston déjà en train de redescendre;

Inexactitudes dans les indicateurs à diagrammes, etc.

Sans doute, la connaissance des forces d'inertie n'est pas un remède à leurs inconvénients; mais elle permet du moins de les prévoir, de les calculer et de leur appliquer, avec des proportions exactes, les remèdes que l'expérience ou l'ingéniosité peut suggérer.

Il faut avouer, d'ailleurs, que le nombre des procédés actuellement à la disposition des ingénieurs pour ce genre de recherches est des plus restreints : on peut même dire qu'il n'en existe pas de réellement pratique dans les Cours de Mécanique connus.

Par exemple, calculer exactement dans une coulisse de Stephenson l'accélération du tiroir à un moment donné me paraît assurément un problème très complexe par les moyens actuels : on a déjà pas mal de peine à trouver sa vitesse.

J'ai donc pensé qu'il pouvait y avoir intérêt à condenser et à exposer méthodiquement, en dehors de tout exemple spécial, les procédés à peu près trouvés dans l'étude précitée sur le système Marshall.

Partant de cette idée que les formules sont souvent incommodes et difficiles à appliquer et sont surtout peu à la portée des dessinateurs, j'ai pensé qu'une théorie réellement utile aux ingénieurs devait être *graphique*. Il est incontestable que l'étude de la Statique a été bien simplifiée par les méthodes si claires et si pratiques de la Statique graphique dont l'usage est maintenant courant.

Il est d'ailleurs important de remarquer que graphique et géométrique sont deux termes distincts. Toute solution graphique est évidemment géométrique, quoique pouvant à la rigueur avoir été établie par le calcul; mais toute solution géométrique n'est pas nécessairement graphique, car elle peut ne pas être applicable pratiquement dans les épures.

Ainsi, la méthode des centres instantanés de rotation, qui peut dans certains cas fournir la solution des problèmes de vitesses, ne constitue pas une bonne méthode graphique, car il suffit d'avoir quelquefois essayé de l'appliquer, pour constater que trop souvent les centres de rotation s'écartent considérablement de la figure et sortent de l'épure, et cela à propos de rien, sans que ce soit l'indice de vitesses plus grandes que d'ordinaire, mais simplement à cause du parallélisme (approximatif) fortuit de deux bielles.

Pareille chose se passe en Statique quand on a à composer des forces presque parallèles. La recherche des points d'intersection pour obtenir la résultante est inapplicable, le calcul de cette résultante par des moments est trop long et peu pratique. La supériorité de la Statique graphique est que les constructions du polygone des forces et du polygone funiculaire sont exemptes de ces causes d'ennui.

Mon désir serait d'établir tout un système de *Mécanique graphique,* que j'espère faire connaître dans le courant de cette année, et pour lequel la présente Communication me permet de prendre date. Il m'est impossible de produire ici cet ensemble, qui sortirait des limites d'une Communication à l'Association. La présente Note est un extrait simplifié, où je me suis borné à l'exposé rapide des propositions indispensables au calcul des vitesses et des forces d'inertie dans les systèmes *plans.*

CHAPITRE I.

PARTIE GÉOMÉTRIQUE PRÉLIMINAIRE. SYSTÈMES DE VECTEURS DE SIMILITUDE.

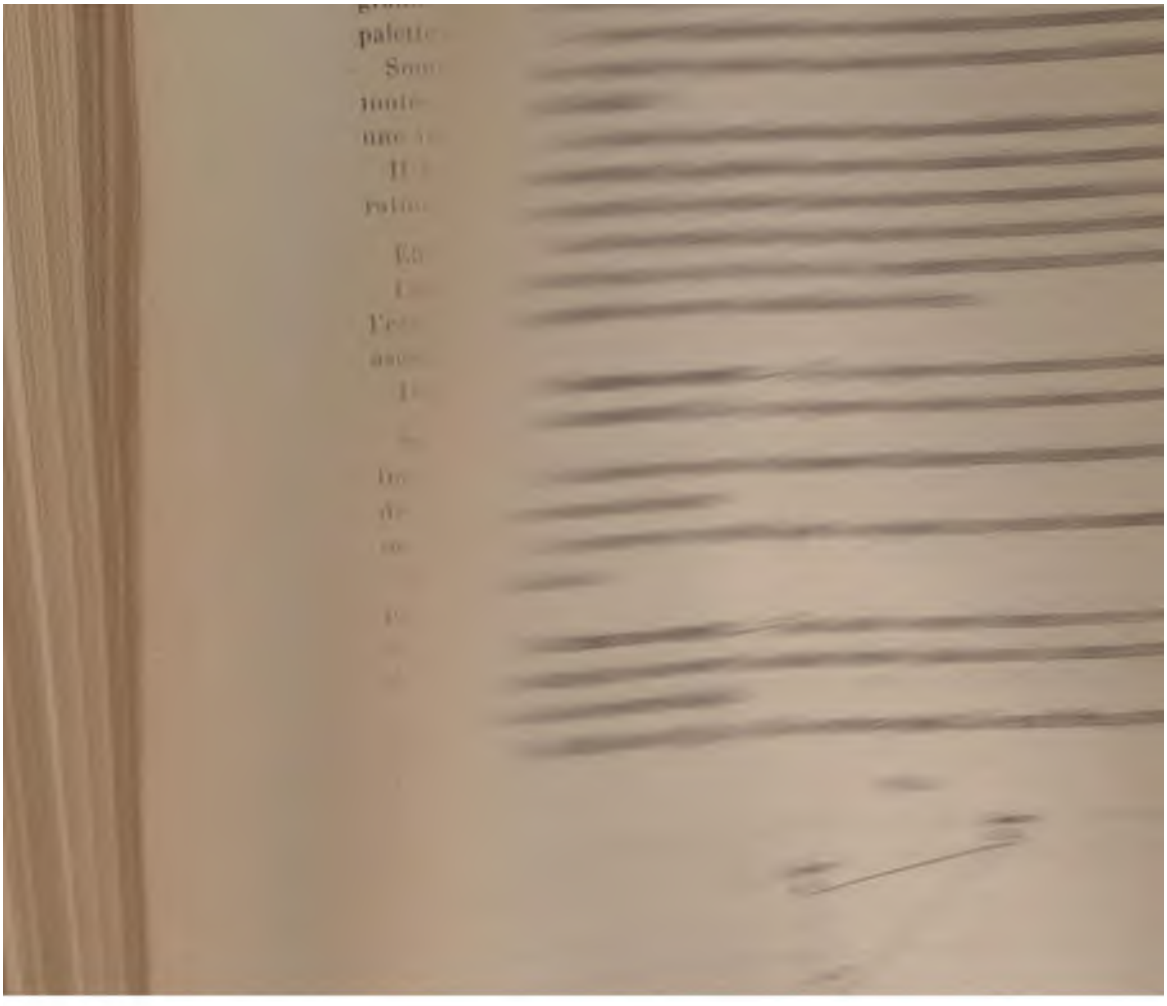
(Nous nous bornerons à l'étude des mouvements plans, qui sont à peu près les seuls que l'on rencontre sur les machines actuelles.)

Deux figures planes égales situées dans un même plan peuvent être *directement égales,* c'est-à-dire superposables sans retournement de l'une d'elles, face pour face, ou bien *symétriquement égales,* c'est-à-dire superposables après que l'une d'elles a été retournée.

Je me ferai comprendre d'un mot en disant que dans deux figures symétriquement égales, l'une est tournée à *pile* et l'autre à *face.*

Nous concevons alors facilement l'existence de figures *directement semblables* et de figures *symétriquement semblables.*

Dans tout ce qui va suivre, je m'occuperai *exclusivement* des figures directement semblables, que je désignerai simplement par le mot *semblables* tout court.



prenant pour base le vecteur Marseille$_1$-Marseille$_2$, on aurait un triangle de même forme que celui-ci.

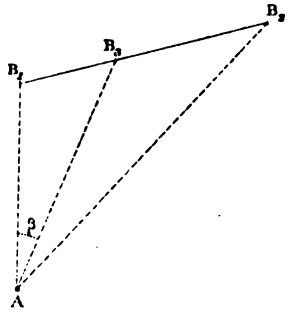
Troisième propriété. — Le lieu des points qui divisent tous les vecteurs de similitude dans un même rapport forme un troisième plan semblable aux deux premiers.

Autrement dit, en prenant par exemple les milieux de tous les vecteurs de similitude de deux Cartes de France, on dessine une troisième Carte de France.

Soient en effet (*fig.* 2) :

A vecteur-point de Paris, $B_1 B_2$ Lyon dans les deux Cartes données. Je prends B_3 divisant $B_1 B_2$ dans le rapport constant. Il résulte de ce qu'on vient de voir

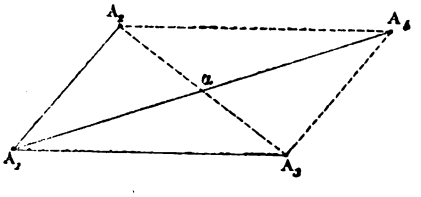
Fig. 2.



que la forme du triangle $B_1 A B_3$ est constante quelle que soit la ville choisie. Ceci suffit évidemment à établir le théorème puisque l'on aura le lieu de B_3 en prenant le lieu de B_1 (c'est-à-dire la première Carte) en l'amplifiant dans le rapport $\frac{AB_3}{AB_1}$ qui est constant et en faisant tourner le tout de l'angle β constant aussi.

Quatrième propriété. — En prenant (*fig.* 3) trois plans semblables P_1, P_2, P_3, en prenant $A_1 A_4 =$ résultante des deux vecteurs $A_1 A_2$ et $A_1 A_3$, le lieu du

Fig. 3.



point A_4 est encore un plan semblable. En effet, joignons $A_2 A_3$, le milieu α a pour lieu un plan semblable (troisième propriété).

Joignons $A_1 \alpha$ et doublons-le : on a ainsi A_4 qui a pour lieu un plan semblable (troisième propriété).

Corollaire. — Nous pouvons dire encore qu'en portant le vecteur A_1A_2 à partir du point correspondant d'une troisième figure, les extrémités donnent encore un plan semblable.

En résumé : deux plans définissent un système de vecteurs de similitude.

Ces vecteurs peuvent être portés à partir des points correspondants d'un troisième plan sans cesser d'être vecteurs de similitude.

On peut prendre pour l'un de ces trois plans un plan à échelle infiniment petite en sorte que tous les points y sont confondus et l'on a ces deux énoncés :

Corollaire I. — Tous les vecteurs de similitude étant portés à partir d'un point fixe donnent par leurs extrémités une figure semblable aux proposées et réciproquement.

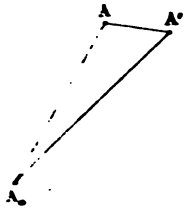
Corollaire II. — En portant à partir des points d'un plan les rayons vecteurs (issus d'un point fixe) des points correspondants d'un autre plan, on obtient par les extrémités une figure semblable aux proposées.

Cinquième propriété. — Soit une famille de plans tous semblables entre eux et tels que chacun d'eux soit défini par une valeur particulière donnée à un paramètre x.

Soient x_0 et x deux valeurs particulières de ce paramètre; elles définissent deux plans semblables et, par suite, un système de vecteurs de similitude.

Soit une valeur $x + \Delta x$ du paramètre définissant un troisième plan. Soient (*fig.* 4) A_0, A, A' les points correspondants dans les plans (x_0), (x) et

Fig. 4.



$(x - \Delta x)$, AA' est la différence géométrique de A_0A et de A_0A', c'est-à-dire l'accroissement géométrique du vecteur A_0A.

Si Δx tend vers zéro, AA' devient infiniment petit et n'en demeure pas moins vecteur de similitude.

Si nous prenons $\frac{AA'}{\Delta x}$, nous avons un vecteur fini. L'ensemble forme encore un système de vecteurs de similitude d'après la troisième propriété.

Le vecteur $\frac{AA'}{\Delta x}$ est la *dérivée géométrique* du vecteur A_0A, et nous concluons évidemment que :

Dans un système de vecteurs de similitude dont les extrémités varient en

fonction d'un paramètre, les dérivées géométriques premières forment un système de vecteur de similitude; de même les dérivées secondes comme étant les dérivées des dérivées premières et ainsi de suite.

« Dans un système de vecteurs de similitude variable avec un paramètre, tous les systèmes de dérivées successives forment autant de systèmes de vecteurs de similitude. »

En résumé :

Dans un système de vecteurs de similitude, on peut :

1° Amplifier les vecteurs dans un rapport constant;

2° Les dériver ou les intégrer géométriquement;

3° Les porter à partir des points correspondants d'une troisième figure (ou d'un point fixe);

sans cesser de posséder un système de vecteurs de similitude.

Je me borne à cet exposé nécessairement un peu rapide et incomplet des propriétés des figures semblables.

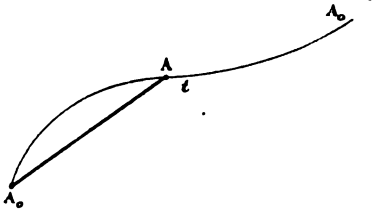
Il y aurait beaucoup d'autres théorèmes importants à signaler, concernant, par exemple, les échelles des plans obtenus, la détermination des centres de similitude, etc.

CHAPITRE II.

MOUVEMENT DANS SON PLAN D'UNE FIGURE PLANE INVARIABLE.

Quand un point A (*fig.* 5) est mobile à partir d'une position initiale A_0, le segment de droite A_0A est le *vecteur parcouru* au temps t.

Fig. 5.



La dérivée géométrique première du vecteur parcouru est la vitesse;

La dérivée deuxième est l'accélération première;

La dérivée troisième est l'accélération deuxième, etc.

On remarquera la discordance de cette nomenclature, qui donne le nom d'*accélération deuxième* à une dérivée *troisième*. Il est, en outre, gênant de de pas avoir un nom général pour désigner aussi bien vitesse qu'accélération.

Je proposerai le mot de *cinème* (substantif masculin, du grec κίνημα, vitesse) pour désigner d'une façon générale les éléments cinématiques.

Cinème est, en Mécanique, l'équivalent du mot dérivée en Analyse.

Le premier cinème, ou cinème du premier ordre, est la dérivée première du vecteur parcouru, ou vitesse.

Le deuxième cinème, ou cinème du deuxième ordre, la dérivée deuxième du vecteur parcouru, ou accélération.

Et ainsi de suite.

Théorème fondamental de la Cinématique graphique. — *Dans le mouvement d'une figure invariable dans son plan, les vecteurs parcourus sont évidemment des vecteurs de similitude; donc tous les cinèmes d'un même ordre forment, à un instant donné, un système de vecteurs de similitude.*

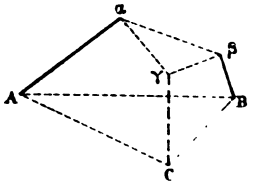
Ceci est évident d'après la cinquième propriété, puisque lesdits cinèmes ne sont autre chose que les dérivées des vecteurs parcourus.

Conséquences de l'énoncé. — I. Les extrémités des $n^{\text{ièmes}}$ cinèmes, portés à partir des points mobiles, forment une figure semblable à la figure mobile.

En particulier, les extrémités des vitesses des points d'une ligne droite forment une ligne droite semblablement divisée (de même pour les accélérations).

Pour avoir le $n^{\text{ième}}$ cinème d'un troisième point, connaissant ceux de deux points donnés, il suffit (*fig.* 6) de construire, sur les deux extrémités α et β

Fig. 6.



des cinèmes connus, un triangle semblable au triangle ABC formé par les trois points.

II. Le plan mobile et le lieu des extrémités des vitesses étant deux plans semblables ont un vecteur nul, c'est-à-dire qu'il y a un point dont la vitesse est nulle.

De même pour les accélérations, etc.

En somme :

« Il y a dans le plan mobile, à chaque instant, un point qui n'a pas de premier cinème : on le nomme *centre des premiers cinèmes* (anciennement *centre instantané de rotation*); un autre point qui n'a pas de deuxième cinème : on le nommera *centre des deuxièmes cinèmes*, etc. »

Il existe plusieurs moyens de rechercher le centre des $n^{\text{ièmes}}$ cinèmes, connaissant les cinèmes de l'ordre pour deux points.

On peut démontrer que les $n^{\text{ièmes}}$ cinèmes sont les mêmes que si le plan tournait avec le même mouvement d'orientation autour du centre des $n^{\text{ièmes}}$ cinèmes supposé fixe.

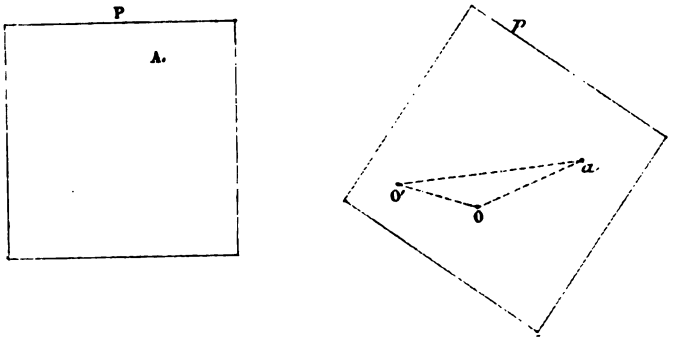
Je passe sous silence les démonstrations de ces faits et leurs conséquences.

III. Construction graphique. — *Si l'on mène à partir d'un point fixe des parallèles aux $n^{\text{ièmes}}$ cinèmes des points mobiles, les extrémités forment une figure semblable à la proposée.*

C'est cette proposition qui nous est le plus utile en Mécanique graphique : aussi vais-je l'étudier avec un peu plus de détail.

Soient (*fig.* 7) P un plan mobile, A un point de ce plan; par un point fixe O je mène une parallèle au $n^{\text{ième}}$ cinème de A, et j'ai un point a; le lieu des

Fig. 7.



points a est un plan p semblable au plan P, et que je nommerai *plan représentatif des $n^{\text{ièmes}}$ cinèmes*. Ce plan a pour origine un point O.

L'homologue du point O dans le plan P est évidemment le centre des $n^{\text{ièmes}}$ cinèmes.

Si nous imprimons au plan P un mouvement de translation, les cinèmes de tous les points vont changer; si nous considérons les $n^{\text{ièmes}}$ cinèmes, par exemple, il faudra leur ajouter géométriquement à tous le $n^{\text{ième}}$ cinème de translation.

Prenons en OO' ce $n^{\text{ième}}$ cinème de translation en sens inverse, il est évident que O'a est le nouveau $n^{\text{ième}}$ cinème de A, puisque O'a est la somme géométrique de Oa (ancien cinème) et de O'O (cinème de translation).

Il en résulte que, tout se passant pour les autres points comme pour le point A, le plan p ne changera pas; seulement, il faudra y prendre comme nouvelle origine le point O'.

Ainsi, les plans représentatifs des cinèmes ne changent pas quand on imprime une translation supplémentaire au plan mobile; seulement, les origines changent.

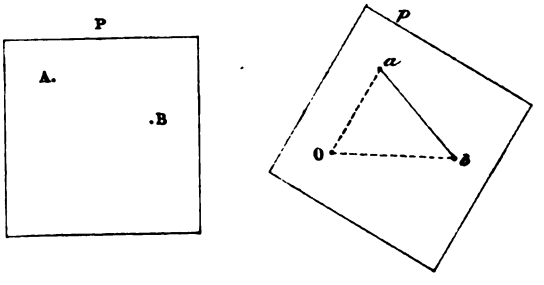
Il en résulte ceci :

La grandeur et l'orientation du plan représentatif des $n^{\text{ièmes}}$ cinèmes ne dépendent que des rotations subies par le plan mobile; les translations sont ensuite fixées par l'emplacement de l'origine.

Cette propriété du plan représentatif est très remarquable; car on peut ainsi représenter le mouvement d'*orientation* d'une figure mobile, abstraction faite de toute espèce de translation, c'est-à-dire abstraction faite de son *emplacement réel* à chaque instant.

Le segment *ab* (*fig.* 8), qui joint dans le plan représentatif deux points *a* et *b*, n'est autre chose que la différence de $n^{\text{ième}}$ cinème entre les points cor-

Fig. 8.

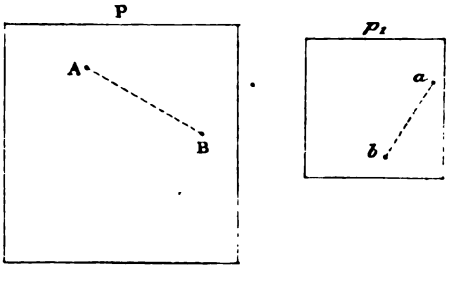


respondants A et B, ou bien encore, *ab* est le $n^{\text{ième}}$ cinème qu'aurait le point B si, par un mouvement de translation convenable, on ramenait le point A au repos.

En effet, la translation qui ramènera A au repos aura pour effet de déplacer l'origine dans le plan *p* et de l'amener en *a*, puisque le point A devra avoir son $n^{\text{ième}}$ cinème nul.

Propriété spéciale au plan représentatif des premiers cinèmes ou vitesses. — *Le plan représentatif des vitesses est normal* (en orientation) *au plan mobile.*

Fig. 9.



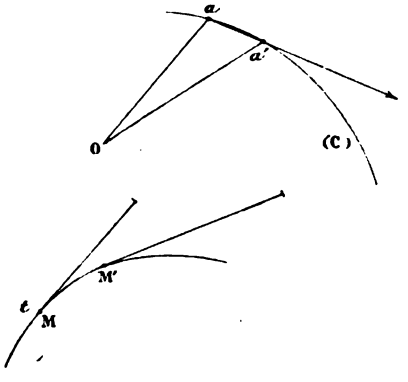
Soient (*fig.* 9) P le plan mobile, p_1 le plan représentatif des vitesses. Soient A et B deux points, *a* et *b* leurs points représentatifs. *ab* représente la vitesse

de b, si A était ramené au repos. Or cette vitesse serait évidemment normale à AB, *à cause de l'invariabilité de grandeur* du plan mobile; il en résulte que AB est perpendiculaire sur AB.

Remarque. — Il est à remarquer que toutes les propositions démontrées dans le Chapitre II, à l'exception de cette dernière, ne nécessitent pas que la figure reste invariable de *grandeur;* elles exigent seulement l'invariabilité de *forme.*

D'ailleurs, on peut facilement voir que le plan représentatif des accélérations n'est autre chose que le plan des vitesses du plan réel des vitesses considéré comme plan mobile. Il suffit de remarquer que, si l'on mène à chaque instant par un point fixe O (*fig.* 10) une parallèle Oa à la vitesse d'un point

Fig. 10.



mobile M, on obtient une courbe (C), où Oa est la vitesse du mobile au temps t et Oa' sa vitesse au temps $t + dt$, et que $\frac{aa'}{dt}$ n'est autre chose que l'accélération du point M.

Donc, disons-nous, le plan des vitesses étant considéré comme plan mobile, il aurait lui-même un plan des vitesses qui ne serait autre que le plan actuel des accélérations premières, mais néanmoins ce plan des accélérations premières n'est pas normal au plan des vitesses, parce que le plan des vitesses n'a pas une grandeur constante.

Ainsi donc :

Quand une figure se déplace en restant semblable à elle-même, tous les plans représentatifs des cinèmes des divers ordres sont semblables à la figure mobile.

Quand la figure est, en outre, de grandeur invariable, son *premier* plan représentatif lui est orthogonal.

Les autres plans représentatifs ne sont pas orthogonaux deux à deux, cependant quand le $n^{\text{ième}}$, par exemple, passe par un maximum ou un minimum d'échelle, à ce moment le $(n+1)^{\text{ième}}$ lui est orthogonal.

Quant aux orientations relatives des plans représentatifs des divers ordres, elles dépendent, ainsi que leurs échelles, de la loi de rotation du plan mobile. Les relations qui existent entre ces quantités sont trop complexes pour que nous les cherchions ici.

Résumé du Chapitre II. — En résumé :

Si d'un point fixe on mène des parallèles aux $n^{\text{ièmes}}$ cinèmes des points d'une figure invariable mobile, les extrémités forment une figure *semblable.*

Pour les vitesses, la figure est non seulement *semblable,* mais encore *orthogonale.*

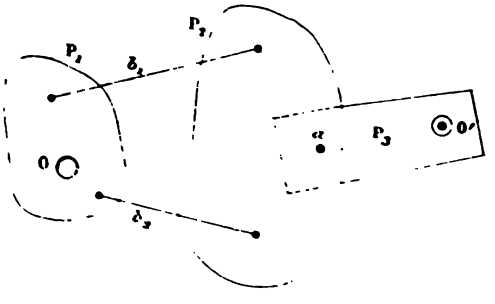
CHAPITRE III.

SYSTÈMES ARTICULÉS. — DÉFINITIONS.

Plusieurs pièces planes forment un système articulé quand elles sont liées les unes aux autres par des points d'articulation; par conséquent, il ne s'agit pas ici de polygones, mais bien d'ensembles de pièces planes qui ne se réduisent pas nécessairement à des lignes droites.

Ainsi nous pouvons avoir, par exemple, le système de la *fig.* 11, formé d'un tourteau plan P_1 tournant autour d'un arbre O, de deux bielles b_1, b_2 action-

Fig. 11.



nant une autre pièce plane P_2 articulée elle-même en a avec une troisième pièce plane P_3 oscillant autour du point O'.

Il est nécessaire de tenir compte de cela, car nous nous poserons le problème de trouver les cinèmes d'un point quelconque de l'ensemble mobile, et il faut, pour cela, ne pas réduire les pièces à leurs axes.

En réduisant, dans un système de bielle et manivelle, la bielle et la manivelle à des droites, on ne connaîtrait pas l'accélération d'un graisseur placé sur la bielle.

Ceci posé, nous trouverons parmi les points de liaison :

1° Les points d'articulation simples;

2° Les points fixes.

Les points fixes eux-mêmes se subdivisent en :

1° Points fixes oscillants;

2° Points-manivelles.

Un point fixe est oscillant quand la pièce qui a ce point fixe est simplement assujettie à ce que ce point ne se déplace pas, la pièce pouvant d'ailleurs tourner librement autour de lui.

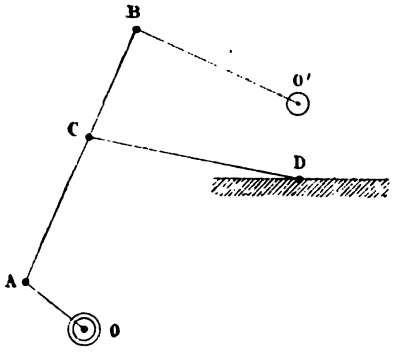
Exemple : le tourillon de la bielle de suspension d'une coulisse de Stephenson.

C'est un point-manivelle quand on suppose que la pièce qui a ce point fixe est assujettie à tourner autour de lui suivant une loi donnée.

Exemple : dans un excentrique, le centre de l'arbre entraîneur est un point-manivelle; dans un système de bielle et manivelle, le centre de l'arbre de couche est un point-manivelle.

Dans le système Marshall, par exemple (*fig.* 12), A, B, C, D sont des points d'articulation simple. O′ est un point fixe oscillant; O est un point-manivelle. Cette distinction est très importante au point de vue cinématique; car, dans

Fig. 12.



l'exemple que nous avons sous les yeux, si O et O′ étaient tous deux points-manivelles, le système serait absurde et incompatible, puisque les deux rotations de OA et de O′B ne sauraient être fixées toutes deux arbitrairement.

Si, au contraire, O et O′ étaient tous deux des points oscillants, le système ne serait pas déterminé.

Un système articulé pour être possible et déterminé doit contenir un nombre donné de points-manivelles, de points oscillants et de points articulés.

Le calcul du nombre nécessaire des points de chaque espèce ne saurait trouver place ici. Quoi qu'il en soit, ces conditions sont remplies dans tous les systèmes articulés existant dans les machines.

Dans les figures, nous indiquerons les points articulés par un gros point;

Les points fixes oscillant par un point entouré d'un petit cercle;

Les points-manivelles par un point entouré de deux petits cercles (*voir* la *fig.* 12).

Un système est cinématiquement défini quand il possède à chaque instant une forme déterminée, c'est-à-dire quand, en attribuant aux pièces mues par des points-manivelles des positions quelconques, le système peut avoir une forme et ne peut pas en avoir une infinité.

Il serait utile d'établir ici un certain nombre de théorèmes intéressants sur les conditions auxquelles doit satisfaire un système pour être cinématiquement défini. On trouve notamment :

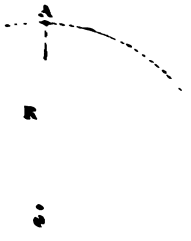
Le nombre de pièces mobiles qui n'ont pas de points-manivelles est toujours pair (une glissière doit être comptée comme une bielle).

CHAPITRE IV.

THÉORIE GÉNÉRALE DE LA DÉTERMINATION DES CINÈMES D'UN POINT QUELCONQUE D'UN SYSTÈME ARTICULÉ.

LEMME. *Dans le mouvement de rotation d'un point A autour d'un point fixe O, la connaissance des n premiers cinèmes suffit pour déterminer la valeur de la composante normale du* $(n+1)^{ième}$ *cinème.*

Fig. 13.



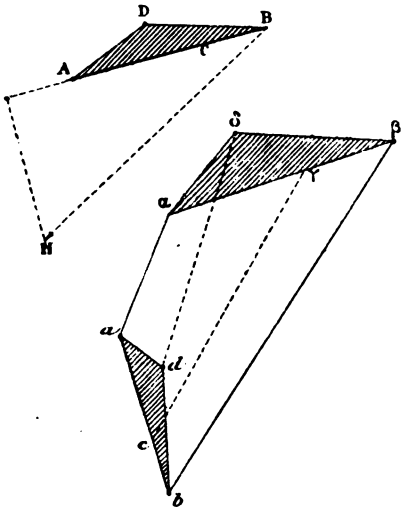
Ce théorème est la généralisation de ce fait bien connu que dans le mouvement circulaire la composante normale de l'accélération est connue quand on connaît la vitesse : cette composante normale est égale à $\frac{V^2}{R}$.

Je ne donnerai pas ici la démonstration de ce théorème que le lecteur voudra bien admettre pour la rapidité de l'exposition.

[illegible] AR [illegible] Sur [illegible] de A

Considérons le $n^{ième}$ cinème BH qu'aurait B si A était ramené au repos; décomposons ce $n^{ième}$ cinème en deux composantes, l'une parallèle à AB, l'autre perpendiculaire à AB. Portons $\alpha\beta$ parallèle à AB et égale et de sens contraire à la composante du $n^{ième}$ cinème suivant AB, portons ab égal à la composante

Fig. 14.



perpendiculaire, parallèle et de même sens; il est évident que βb représente le $n^{ième}$ cinème de B, puisque βb est la résultante de $\beta\alpha$, de αa et de ab.

Ainsi donc αa est le $n^{ième}$ cinème de A et βb le $n^{ième}$ cinème de B.

Le $n^{ième}$ cinème de C s'obtiendra en joignant le point γ, qui divise $\alpha\beta$ comme C divise AB, au point c qui divise ab comme C divise AB.

De même le $n^{ième}$ cinème d'un point D lié à AB s'obtiendra en construisant les points homologues δ par rapport à $\alpha\beta$ et d par rapport à ab.

En somme, nous pouvons construire deux plans semblables au plan mobile, l'un sur $\alpha\beta$, l'autre sur ab et le $n^{ième}$ cinème d'un point quelconque s'obtiendra en joignant ces deux homologues dans ces deux plans.

Prenons alors une suite de pièces articulées telles que celles de la *fig.* 15.

Soit αa le $n^{ième}$ cinème de A; nous construisons, comme il vient d'être dit, ses deux plans semblables au plan 1, l'un sur $\alpha\beta$, l'autre sur ab, $\alpha\beta$ et ab étant ces deux composantes du $n^{ième}$ cinème de B, quand A est ramené au repos; ayant ainsi βb, nous construisons de même γc en portant $\beta\gamma = -$ la composante suivant BC du $n^{ième}$ cinème de C pour B ramené au repos, et $bc =$ composante perpendiculaire à BC du même cinème.

Ainsi donc nous construisons deux systèmes articulés, l'un N parallèle pièce à pièce au système donné, et l'autre T perpendiculaire pièce à pièce.

Ces deux systèmes ne sont pas semblables dans leur ensemble, mais sont composés de pièces semblables, seulement les rapports de similitude des pièces ne sont pas les mêmes pour toutes les pièces.

Les points fixes oscillant par un point entouré d'un petit cercle;

Les points-manivelles par un point entouré de deux petits cercles (voir *fig.* 12).

Un système est cinématiquement défini quand il possède à chaque insta une forme déterminée, c'est-à-dire quand, en attribuant aux pièces mues p des points-manivelles des positions quelconques, le système peut avoir u forme et ne peut pas en avoir une infinité.

Il serait utile d'établir ici un certain nombre de théorèmes intéressants s les conditions auxquelles doit satisfaire un système pour être cinématiqu ment défini. On trouve notamment :

Le nombre de pièces mobiles qui n'ont pas de points-manivelles est toujou pair (une glissière doit être comptée comme une bielle).

CHAPITRE IV.

THÉORIE GÉNÉRALE DE LA DÉTERMINATION DES CINÈMES D'UN POINT QUELCONQUE D'UN SYSTÈME ARTICULÉ.

Lemme. — *Dans le mouvement de rotation d'un point* A *autour d'un poi fixe* O, *la connaissance des n premiers cinèmes suffit pour déterminer la va leur de la composante normale du* $(n+1)^{ième}$ *cinème.*

Fig. 13.

Ce théorème est la généralisation de ce fait bien connu que dans le mou vement circulaire la composante normale de l'accélération est connue qua on connaît la vitesse $\left(\text{cette composante normale est égale à } \frac{V^2}{R}\right)$.

Je ne donnerai pas ici la démonstration de ce théorème que le lecteur vo dra bien admettre pour la rapidité de l'exposition.

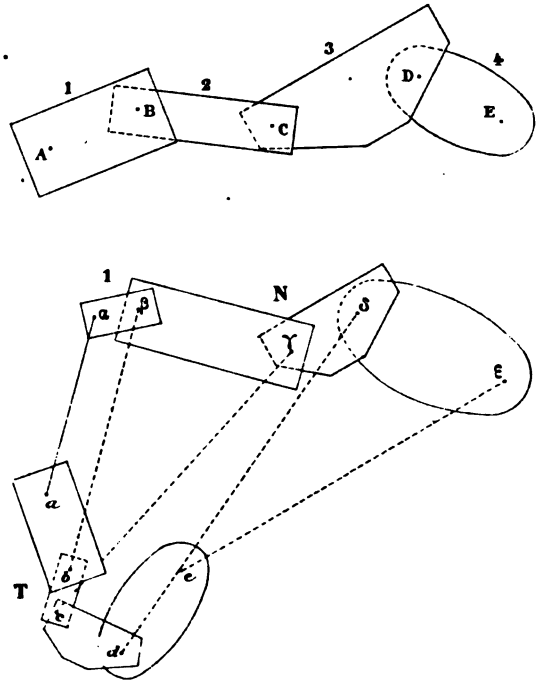
Ceci posé, soit (*fig.* 14) AB une droite d'un plan mobile. Soit αa le $n^{ième}$ cinème de A.

Ceci posé, « supposons que l'on connaisse le système articulé mobile et les cinèmes de tous les ordres jusqu'au $n^{\text{ième}}$. Je vais voir comment on peut obtenir les $(n+1)^{\text{ièmes}}$. »

Tout d'abord nous pouvons construire le système N.

En effet, $-\alpha\beta$ (*fig.* 15) n'est autre chose que la composante suivant AB du

Fig. 15.



$n^{\text{ième}}$ cinème de B tournant autour de A ramené au repos. Or nous savons que, dans le mouvement de rotation autour d'un point fixe, la composante du $(n+1)^{\text{ième}}$ cinème suivant le rayon est connue quand on connaît les n premiers cinèmes.

Nous pouvons donc construire $\alpha\beta$ et, par suite, la pièce 1 qui s'y rattache; ayant $\alpha\beta$, nous pouvons construire $\beta\gamma$, puis $\delta\gamma$, ..., etc.

En somme, on peut construire le système N.

Ceci fait, il y a un certain nombre de points, tels que A, pour lesquels on connaît la valeur de αa. Ce sont d'abord les points fixes pour lesquels αa est nul, puisqu'ils sont au repos; ce sont aussi les points situés sur les pièces qui sont montées sur points-manivelles, puisque les pièces montées sur points-manivelles (les tourteaux d'excentrique dans une coulisse de Stephenson) ont un mouvement de rotation connu *a priori*.

On possède donc un certain nombre de points a; on connaît la *direction* des

diverses pièces du système T (perpendiculaire aux pièces correspondantes du système mobile).

Nous admettrons, sans le démontrer ici afin d'aller plus vite, que ces diverses données, dans un *système cinématique complet,* sont suffisantes pour construire le système T.

La démonstration nécessaire n'est pas très difficile, mais se rattache à la détermination du nombre de points-manivelles, de points oscillants et de points d'articulation nécessaires pour définir complètement un système cinématique; or nous avons passé sous silence cette détermination.

Résumé. — En résumé, il est possible de déterminer à un instant donné deux chaînes articulées, telles que le $n^{\text{ième}}$ cinème d'un point *quelconque* du système articulé mobile s'obtienne par une seule ligne droite joignant les homologues de ce point dans les deux chaînes.

CHAPITRE V.

DÉTERMINATION DES VITESSES.

Dans les vitesses, le système N se réduit à un seul point, puisque, dans le mouvement d'un point autour d'un autre, la vitesse n'a pas de composante suivant le rayon vecteur.

Par conséquent, la détermination des vitesses dans un système articulé se résume dans l'énoncé suivant :

« Si, à partir d'un point fixe, on mène les vitesses de tous les points d'un système articulé, on obtient un nouveau système articulé dont les pièces sont une à une semblables à leur correspondante et orthogonales à celle-ci. »

Donc, à partir d'un point fixe, menons les vitesses des points dont la vitesse est connue, complétons le système en construisant ses pièces semblables une à une et orthogonales aux pièces mobiles, et nous aurons un système représentatif dont chaque point aura pour rayon vecteur la vitesse du point mobile correspondant:

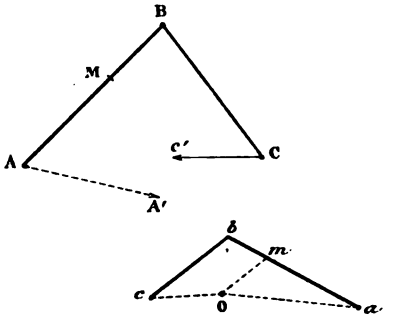
Je vais développer ceci par quelques exemples.

1° On donne (*fig.* 16) deux tiges articulées en une de leurs extrémités B. On donne à A une vitesse AA′ et à C une vitesse CC′, trouver la vitesse de B.

Par un point fixe O je mène OA parallèle et égal à AA′ et O*c* parallèle et égal à CC′.

Menons *ab* normal à AB et *cb* normal à CB, le point de rencontre *b* donne par sa distance au point O la vitesse de B.

Fig. 16.



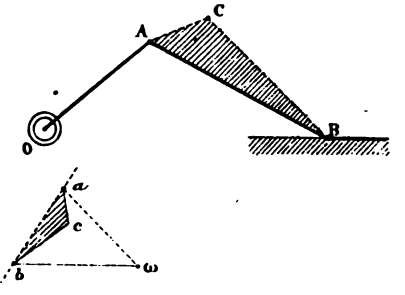
En effet, le système *abc* est normal au système ABC et est déterminé par les points *c* et *a*.

La vitesse d'un point M est donnée par O*m*.

2° Trouver la vitesse du piston dans une machine à vapeur.

Soient O le centre de l'arbre, OA la manivelle et AB la bielle (*fig.* 17). Par un point fixe ω menons ω*a* égal à la vitesse de A (connue, puisque A est mené

Fig. 17.



par un point-manivelle). Menons *ab* normal à AB : le point *b* doit se trouver sur cette ligne ; d'ailleurs la vitesse de B est évidemment dirigée suivant la glissière ; nous aurons donc le point *b* en menant ω*b* parallèle à la glissière.

ω*b* est la vitesse de B.

Pour avoir la vitesse de C invariablement lié à AB, il suffit de construire le point *c* semblablement placé par rapport à *ab* : on a ainsi par ω*c* la vitesse du point C.

3° Trouver la vitesse du tiroir dans un système Marshall.

Par un point ω (*fig.* 18), menons ω*a* égal à la vitesse de A.

Menons ω*b* perpendiculaire à O'B et *ab* perpendiculaire à AB. On a ainsi le point *b*.

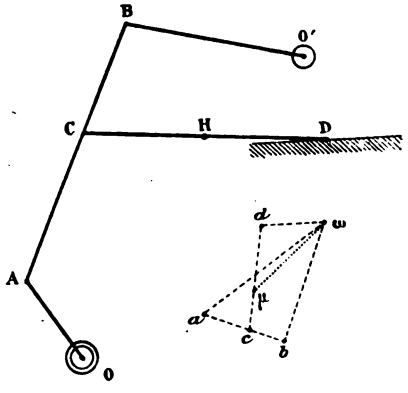
Prenons alors *c* divisant *ab* comme C divise AB.

Menons *cd* perpendiculaire à CD et ωd parallèle à la direction connue de la vitesse de D, on a ainsi le système $\omega abcd$:

ωa est l'homologue de OA;
ab » AB;
$b\omega$ » BO';
cd » CD;
ωd est la vitesse de D.

Pour avoir la vitesse d'un point quelconque du système M, par exemple, situé sur CD, il suffit de prendre μ homologue de M sur CD, et $\omega\mu$ donne la vitesse de M.

Fig. 18.



Somme toute, sans prolonger ces exemples, on peut voir que tout se réduit à construire avec les données un polygone orthogonal au système mobile.

Je tiens à faire remarquer les avantages présentés par cette épure sur les anciennes épures par les centres instantanés de rotation.

1° On obtient directement les vitesses par des constructions de parallèles et de perpendiculaires sans avoir à calculer les rotations autour des différents centres de rotation, et sans avoir à effectuer des multiplications et des divisions par les rotations trouvées. J'engagerai le lecteur à essayer par la théorie des centres de rotation de résoudre le problème 1 pour se rendre compte de difficultés rencontrées parfois.

2° Tout point de l'épure est à une distance du point fixe choisi égale à la grandeur de la vitesse du point mobile correspondant; donc on est sûr que jamais les points ne se trouveront hors de l'épure, à moins que, dans le système mobile, il n'y ait des points qui prennent des vitesses excessivement grandes; tandis que, dans les centres de rotation, un centre de rotation peut fort bien sortir de l'épure à cause du parallélisme fortuit de deux tiges, sans que cela dénote rien d'anormal dans les vitesses des points mobiles.

CHAPITRE VI.

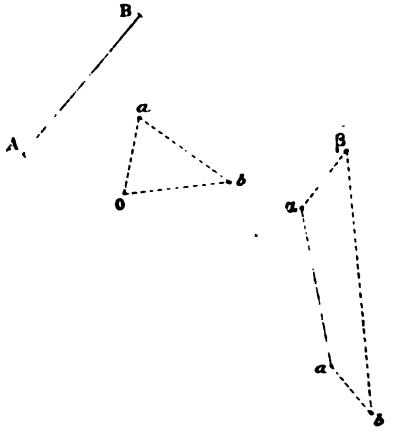
DÉTERMINATION DES ACCÉLÉRATIONS.

Ici le système N ne se réduit pas à un point, néanmoins il peut se construire facilement au moyen de la remarque suivante :

Théorème. — *Si* AB *désigne* (*fig.* 19) *une droite mobile, si oa et ob sont les vitesses des points a et b, le côté* $\alpha\beta$ *du système* N *est parallèle à* AB, *de même sens que lui, et égal à* $\frac{\overline{ab}^2}{AB}$.

En effet, $\alpha\beta$ n'est autre chose que la composante suivant AB de l'accéléra-

Fig. 19.



tion de B quand A est au repos, cette composante étant portée en sens inverse (*voir* Chapitre IV).

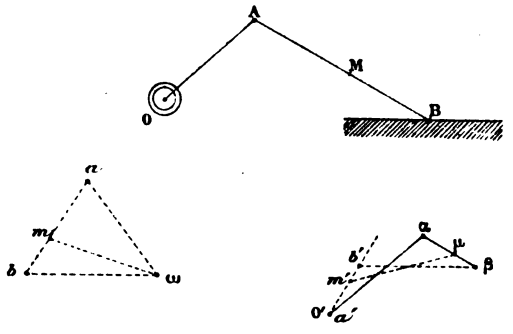
Or, quand A est ramené au repos, sa vitesse n'est autre chose que *ab*, la composante suivant le rayon de son accélération est alors égale à $\frac{\overline{ab}^2}{AB}$ et est dirigée de B vers A. Donc, en le prenant en sens inverse, il faut le porter dans le sens de A vers B.

Donc $\alpha\beta$ est parallèle à AB, de même sens que AB et égal à $\frac{\overline{ab}^2}{AB}$.

Donc le système N s'obtient facilement; quand on l'a, on construit les éléments connus des accélérations données *a priori* et l'on n'a plus qu'à compléter le système T, comme on l'a fait pour les vitesses.

Exemples. — I. Accélérations dans le mouvement d'une bielle motrice. Soit OA la manivelle, AB la bielle (*fig.* 20).

Fig. 20.



Nous construisons ωa = vitesse de A, ωb parallèle à la glissière, ab perpendiculaire à AB et nous avons ainsi l'épure des vitesses. Ensuite je construis $O'\alpha = \frac{\overline{\omega a}^2}{OA}$, puis $\alpha\beta = \frac{\overline{ab}^2}{AB}$, le système $O'\alpha\beta$ forme le système N.

Je porte à partir de O' une longueur égale à l'accélération de A perpendiculaire à OA. En supposant le mouvement uniforme, cette longueur est nulle et le point O' est en même temps le point a'. Je mène $a'b'$ perpendiculaire sur AB. L'accélération $\beta b'$ du point B devant être parallèle à la glissière, j'obtiens facilement b' en menant $\beta b'$ parallèle à la glissière; $\beta b'$ est l'accélération de B.

On a ainsi l'épure des accélérations.

Pour avoir la vitesse et l'accélération d'un point M, prenons sur ab le correspondant m; ωm donne la vitesse cherchée; prenons sur $a'b'$ et sur $\alpha\beta$ les correspondants m', et μ et $\mu m'$ donne l'accélération cherchée. On pourrait avoir ainsi l'accélération d'un point quelconque lié à AB en prenant son homologue par rapport à $\alpha\beta$ et son homologue par rapport à $a'b'$ et en joignant (problème de la recherche de l'accélération d'un graisseur).

Par suite, quand on a construit l'épure des vitesses et celle des accélérations, on a les éléments d'un point quelconque, simplement en joignant deux points.

En résumé, quand on a un polygone articulé :

1° En menant à partir d'un point fixe des parallèles à toutes les vitesses, on a un système articulé analogue, mais orthogonal au premier. On doit arriver à le construire au moyen des éléments connus *a priori* en se servant uniquement de ceci, qu'il est orthogonal au premier.

2° Ayant le polygone des vitesses, on construit un polygone analogue au premier et parallèle en donnant aux côtés le carré du côté correspondant du

polygone des vitesses divisé par le côté correspondant du polygone mobile. Ce premier polygone N étant formé, on doit arriver à construire au moyen des éléments connus un système orthogonal qui est le polygone T ; on obtient l'accélération d'un point quelconque en joignant ses deux homologues dans N et dans T.

CHAPITRE VII.

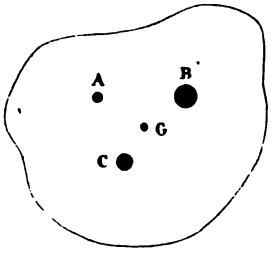
CONCENTRATION DES MASSES DES BIELLES EN UN NOMBRE LIMITÉ DE POINTS.

Soit une figure plane mobile; en multipliant l'accélération d'un point par sa masse (et en portant ce produit en sens inverse), on a la force d'inertie du point; si nous composons toutes ces forces d'inertie, nous obtenons une résultante unique, que nous nommerons *résultante d'inertie*. Cette force est égale et contraire à la résultante des forces extérieures agissant sur la pièce.

Je dis que deux pièces *entraînées ensemble* auront toujours même résultante d'inertie, quel que soit le mouvement subi, pourvu que ces deux pièces aient : même masse, même centre de gravité et même moment d'inertie autour de ce centre de gravité.

Ainsi, étant donnée une pièce P, je puis, par exemple, concentrer sa masse en trois points A, B, C, pourvu que la somme des trois masses A, B, C soit

Fig. 21.



égale à la masse de P, que le centre de gravité des trois masses soit en G, et que le moment d'inertie autour de G soit le même.

Je ne donnerai pas ici une démonstration complète de ce fait; il me suffira de rappeler, pour satisfaire l'esprit du lecteur, que la résultante d'inertie a pour valeur le produit de la masse M par l'accélération γ du centre de gravité, et que son moment par rapport au centre de gravité est $I\frac{d^2\theta}{dt^2}$. Or ces trois quantités seront toujours les mêmes pour deux corps entraînés ensemble, pourvu que M, G et I soient les mêmes.

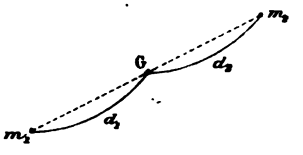
Ceci posé :

I. On ne peut pas, pour une seule pièce, concentrer toute la masse en un seul point.

II. Nous pouvons concentrer la masse en deux points.

Un des points étant arbitrairement choisi, l'autre se trouvera évidemment

Fig. 22.



sur la même ligne que le centre de gravité, et l'on aura les équations (*fig.* 22)

$$m_1 + m_2 = M \qquad \text{(même masse)},$$

$$m_1 d_1 + m_2 d_2 = 0 \qquad \text{(même centre de gravité)},$$

$$m_1 d_1^2 + m_2 d_2^2 = I \qquad \text{(même inertie)}.$$

On en déduit

$$d_1 d_2 = -\frac{I}{M},$$

avec

$$\frac{m_1}{d_2} = \frac{m_2}{d_1} = \frac{M}{d_1 + d_2}.$$

Ainsi un des points peut être choisi arbitrairement, et, dès lors, tout le reste est déterminé.

III. On peut concentrer la masse en trois points en ligne droite.

On doit avoir (*fig.* 23)

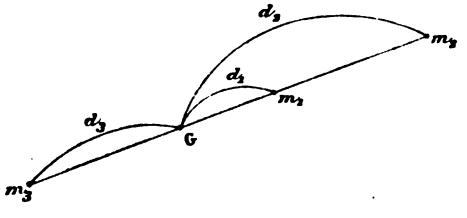
$$m_1 + m_2 + m_3 = M,$$

$$m_1 d_1 + m_2 d_2 + m_3 d_3 = 0,$$

$$m_1 d_1^2 + m_2 d_2^2 + m_3 d_3^2 = I.$$

soit trois relations entre six inconnues.

Fig. 23.

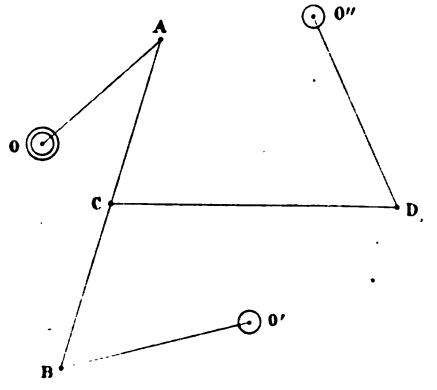


On peut donc se fixer, *a priori*, deux des points et la masse affectée à l'un de ces points; dès lors le reste est déterminé.

Il est à remarquer, d'ailleurs, que nous pouvons admettre l'existence de masses négatives.

Ceci posé, dans le système OABCDO′O″ (*fig.* 24), nous pouvons agir ainsi:
Prenons OA, nous décomposons la masse en deux, en O et A.
Celle qui est en O ne donne jamais d'inertie, puisque O est fixe.
Soit m la masse en A.

Fig. 24.



Je décompose la masse de AB en trois points, parmi lesquels A, auquel j'attribue la masse $-m$, et le point B, auquel échoira une masse m'; il y aura quelque part sur AB un point P_1, auquel sera attribuée une masse μ.

Je décompose la masse de O′B en trois points : B, auquel j'attribuerai $-m'$; O′, auquel échoira une certaine masse, et un troisième point P_2, auquel sera attribuée une masse m_2.

Dans la bielle CD, je décomposerai la masse en trois points : C auquel j'attribuerai la masse zéro, D auquel échoira une certaine masse m'' et un troisième point P_3 auquel échoira une masse μ_3.

Enfin, dans DO″, je décomposerai la masse en une masse $-m''$ attribuée à D, une certaine masse en O″ et une masse μ_4 en un certain point P_4.

On comprend bien ce que je viens de faire : je décompose chaque pièce en trois points dont deux articulations.

Je m'arrange pour que chaque articulation reçoive des deux pièces qui y sont articulées des masses qui se détruisent, de telle sorte que, ainsi qu'on peut le voir sur l'exemple que je viens de faire, il ne me reste que les masses μ_1 en un point P_1, μ_2 en P_2, μ_3 en P_3, μ_4 en P_4 et μ_5 en P_5, c'est-à-dire, somme toute, *un seul point par bielle*.

Ainsi on peut, *dans un système articulé*, concentrer chaque bielle en un seul point. Seulement ce point n'est pas arbitraire sur la bielle, et, de plus, la masse qui lui est affectée n'est pas la masse même de la bielle, mais une masse qu'on doit calculer. Toutefois, ce calcul étant fait une fois pour toutes, tous les efforts d'inertie sur les points fixes sont déterminables en considérant seulement un point pesant par bielle.

Pour avoir les réactions des bielles les unes sur les autres, il faut alors écrire qu'il y a équilibre entre les forces extérieures, les réactions et la force

inertie que l'on prendra en tenant compte des trois points et des masses qui leur sont affectées. Mais, comme deux de ces points sont précisément des points d'articulation, c'est-à-dire dont l'accélération a dû être construite, il n'y a pas à effectuer de construction nouvelle.

Tel est l'ensemble des procédés que l'on peut employer pour calculer les efforts d'inertie dans un système de pièces mobiles en mouvement. Je regrette que le cadre restreint de cette Note ne m'ait pas permis de donner à la question l'étendue et l'ampleur qu'elle comporte. J'espère, comme je l'ai dit au début, en présenter l'ensemble dans le courant de cette année, ce qui permettra à ceux que ces études auraient intéressés de reprendre la question avec plus de clarté et de généralité.

FIN.

TABLE DES MATIÈRES.

Pages

Statuts v

Liste des membres du Bureau et du Comité d'études IX

Liste des membres de l'Association X

SESSION DE DÉCEMBRE 1892.

Troisième session de l'Association technique maritime 1

Note sur la loi de la variation du poids de la charpente des navires avec les dimensions, et sur la limitation qui en résulte dans la grandeur absolue, par M. AUGUSTIN NORMAND 2

Méthode pour la détermination des éléments mécaniques des propulseurs hélicoïdaux, par M. S. DRZEWIECKI 11

Note relative à une méthode pour le calcul des carènes inclinées, par M. CH. DOYÈRE. 32

Méthode pour la recherche des bras de levier de redressement, par M. A. DE REFFYE. 58

Discussion des Mémoires de MM. DOYÈRE et DE REFFYE 67

Description d'un Sharpee de 9^{tx},5 de déplacement, par M. G. AUROUS 72

Théorie des propulseurs, par MM. POLLARD et DUDEBOUT 73

Sur quelques principes de Mécanique graphique applicables aux machines, par M. MARBEC 85

PLANCHES.

I à V, V *bis*. Méthode pour le calcul des carènes inclinées.

VI à VIII, VIII *bis*. Description d'un Sharpee.

IX à XII. Recherche des bras de levier de redressement.

18768 PARIS. — IMPRIMERIE GAUTHIER-VILLARS ET FILS, QUAI DES GRANDS-AUGUSTINS, 55.

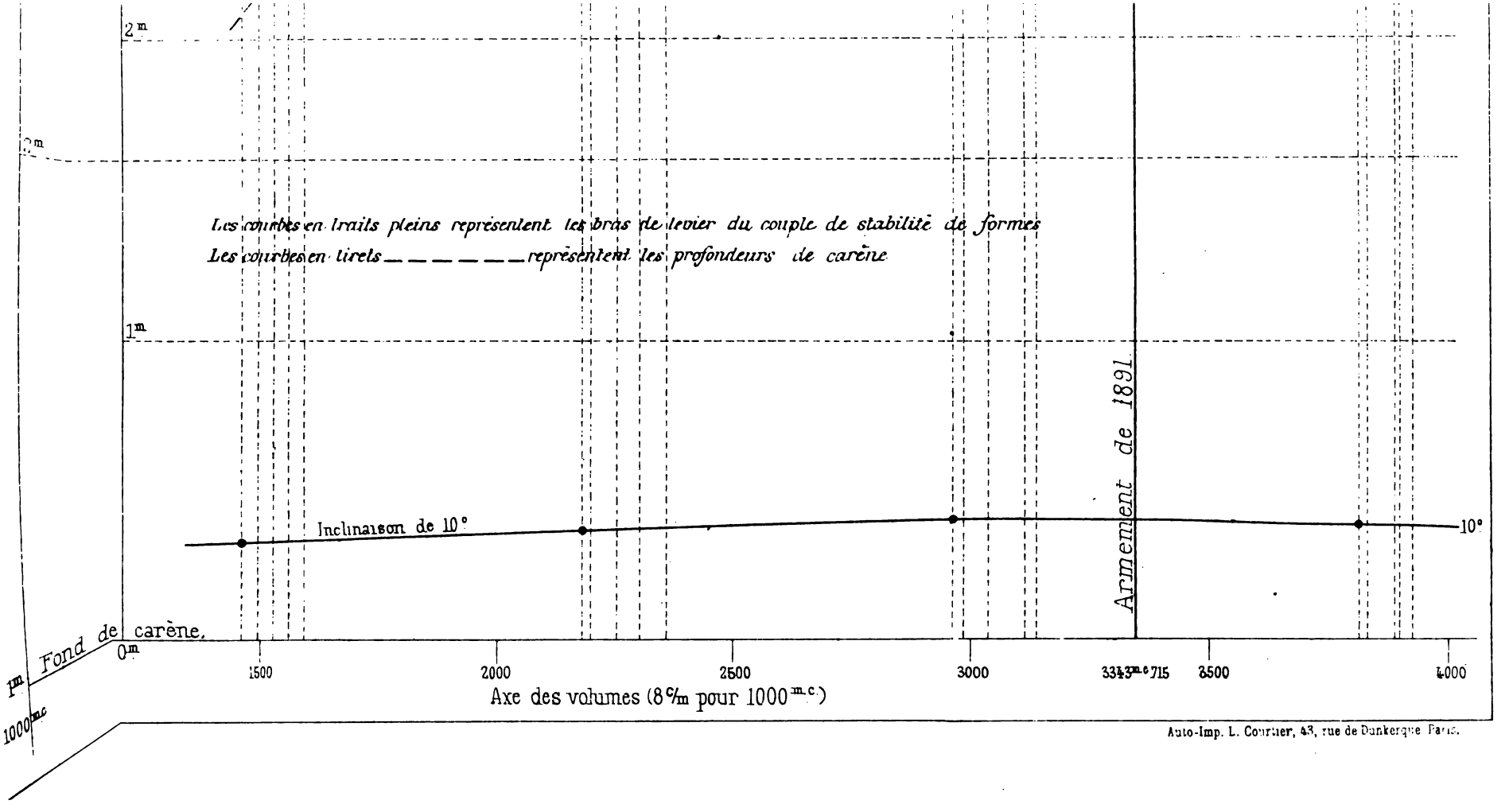
Calculs relatifs à la carène 3.

$S_3 = S_1 - s_3 =$ 865,24	Nombre d'ordonnées de la carène 1 plus grandes que 2 δ	.	11	14	16	16	17	17	17	18	18	18	19	18	18	17	15	14	12	9	.	.
$\Sigma_3 = \Sigma_1 - \sigma_3 =$ 9028,31	Produit 2 δ n =	.	22,00	28,00	32,00	32,00	34,00	34,00	34,00	36,00	36,00	36,00	38,00	36,00	36,00	34,00	32,00	28,00	24,00	18,00	.	
$V_3 = h\lambda S_3 =$ 2245,246	Sommes des ordonnées de la carène 1 plus petites que 2 δ	11,17	6,32	4,62	2,52	3,58	2,29	2,95	3,46	1,60	1,70	2,20	.	.	.	.	.	0,76	1,85	3,61	11,47	
$\xi_3 = h \frac{\Sigma_3}{S_3} =$ 7,398	Correction des ordonnées singulières	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	0,40	0,56	.	1,04	.	.	.	.	.	
$\Delta_3 = d - \xi_3 =$ 3,512	Sommes des 3 lignes précédentes	11,17	28,32	32,62	34,52	35,58	36,29	36,95	37,46	37,60	37,70	38,20	38,40	36,56	36,00	35,04	32,00	28,76	25,85	21,61	11,47	$S_3 =$ = 632,10
	Facteurs	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
	Produits par les facteurs	11,17	56,64	97,86	138,08	177,90	217,74	258,65	299,68	338,40	377,00	420,20	460,80	475,28	504,00	525,60	512,00	488,92	465,30	410,59	229,40	$\sigma_3 =$ = 6165,81

Calculs relatifs à la carène 4.

$S_4 = S_1 - s_4 =$ 587,56	Nombre d'ordonnées de la carène 1 plus grandes que 3 δ	.	8	13	14	15	15	17	17	17	17	18	18	18	18	17	15	13	10	4	.	.
$\Sigma_4 = \Sigma_1 - \sigma_4 =$ 6156,81	Produit 3 δ n =	.	24,00	39,00	42,00	45,00	45,00	51,00	51,00	51,00	51,00	54,00	54,00	54,00	54,00	51,00	45,00	39,00	30,00	12,00	.	
$V_4 = h\lambda S_4 =$ 1524,683	Sommes des ordonnées de la carène 1 plus petites que 3 δ	11,17	14,25	7,22	7,80	6,36	7,88	2,95	3,46	3,90	4,52	2,20	2,28	.	.	.	2,14	3,19	7,00	16,90	11,47	
$\xi_4 = h \frac{\Sigma_4}{S_4} =$ 7,429	Correction des ordonnées singulières	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	0,40	1,56	0,09	1,04	.	.	.	.	.	
$\Delta_4 = d - \xi_4 =$ 3,481	Sommes des 3 lignes précédentes	11,17	38,25	46,22	49,80	51,86	53,88	53,96	54,46	54,90	55,52	56,20	56,68	55,56	54,09	52,04	47,14	42,19	37,00	28,90	11,47	$S_4 =$ = 909,78
	Facteurs	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
	Produits par les facteurs	11,17	76,50	138,66	199,20	259,30	317,28	377,65	435,68	494,10	555,20	618,20	680,16	722,28	757,26	780,60	754,24	717,88	625,00	549,10	229,40	$\sigma_4 =$ = 9556,71

Auto-Imp. L. Courtier, 43, rue de Dunkerque. Paris.



Auto-Imp. L. Courtier, 43, rue de Dunkerque Paris.

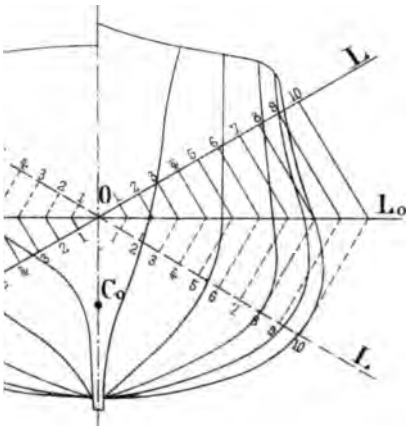


Diagramme pour le relevé des ordonnées.

On relève :
1° Sur le réseau en traits pleins,
à droite, les ordonnées de l'angle immergé avant.
à gauche, les ordonnées de l'angle émergé arrière.
2° Sur le réseau en traits pointillés :
à droite, les ordonnées de l'angle émergé avant.
à gauche, les ordonnées de l'angle immergé arrière.

On n'inscrit dans les tableaux que les ordonnées correspondant à des couples coupés par les sections. Pour les autres on inscrit 0, si la section est en dehors du couple, η_1, η_2, η_3 si la section est en dedans du couple.

Données relatives à la station.

.....	$\sin.°$ =	0.50
.....	$\frac{1}{\sin°}$ =	2.00
les du plan des formes	λ =	5.70
tions obliques	h =	0.814
.....	$h^2\lambda$ =	3.777

1° Calculs relatifs au volume de carène en charge normale.

de carène pour l'état de chargement considéré	V_0 =	6123 m³
de	$\varepsilon = \frac{S}{N}$ =	0,0736
de	$\Sigma_1 = \Sigma - Q\varepsilon$ =	2680,36
ce du centre de la carène droite au dessous de F_0L_0	c_0 =	2.747
r du centre de gravité au-dessus du centre de carène C_0	a =	2 m.28
levier du couple de stabilité de formes	$X = h^2\lambda \frac{\Sigma_1}{V_0}$ =	1.656
levier du couple total de stabilité	$b = X - a \sin°$ =	0.518
r du point métacentrique au-dessus du centre de carène	$H = \frac{X}{\sin°}$ =	3.316

elatifs à divers états de chargement.

			État de chargement considéré	
			Navire en surcharge	Navire ayant consommé ses vivres et son combustible
l'état de chargement considéré	V' =		6.629 m³	5.129 m³
.....	$u = \frac{V_0 - V'}{h\lambda}$ =		– 109.1	201.3
.....	$\varepsilon' = \frac{S+u}{N}$ =		– 0,360	0,853
.....	$\Sigma'_1 = \Sigma - Q\varepsilon'$ =		2721,87	2603,98
carène droite, de volume V', au dessous de F_0L_0 ...	c' =		2.540	3.190
avité au-dessus du centre de carène C'_0	a' =		"	"
.....	$q = (V'c' - V_0c_0)$ =		17.78	– 266.97
de stabilité de formes	$X' = \frac{h^2\lambda\Sigma'_1 + q\sin\theta}{V'}$ =		1,562	1,870
e total de stabilité	$b' = X' - a' \sin°$ =		"	"
centrique au-dessus du centre de carène	$H' = \frac{X'}{\sin°}$ =		"	"

Calculs relatifs à la carène 4.

$S_4 = S_1 - s_4 =$ 38,86	Nombre d'ordonnées de la carène 1 plus grandes que 3 δ	"	0,5	0,5	1,5	2,5	4,5	5,5	6,5	6,5	5,5	3,5	1,5	"	"	"	"	"	"	"	"	"
$\Sigma_4 = \Sigma_1 - \sigma_4 =$ 282,33	Produit 3 δn	"	1,5	1,5	4,5	7,5	13,5	16,5	19,5	19,5	16,5	10,5	4,5	"	"	"	"	"	"	"	"	
$V_4 = 2h\lambda S_4 =$ 313 m³,0	Sommes des ordonnées de la carène 1 plus petites que 3 δ	1,46	2,24	5,53	4,32	8,67	6,77	6,52	5,30	5,85	8,34	9,82	14,55	16,80	12,55	8,66	5,07	2,41	0,79	0,05	"	
$P_4 = 1,026 V_4 =$ 321 t,0	Correction des ordonnées singulières	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	
$\xi_4 = h \sum_{S_4} 4 =$ 37,27	Sommes des 3 lignes précédentes	1,46	3,74	7,03	8,82	16,17	20,27	28,02	24,80	25,38	24,84	20,32	18,05	16,80	12,55	8,66	5,07	2,41	0,79	0,05	"	$S_4 =$ 240,23
$\Delta_4 = d - \xi_4 =$ 79,50	Facteurs	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
	Produits par les Facteurs	1,46	7,48	21,09	35,28	80,85	121,62	161,14	198,40	228,42	248,40	223,52	216,60	218,40	175,70	129,90	81,12	40,97	14,22	0,95	"	$\sigma_4 =$ 2205,52

Calculs relatifs à la carène 5.

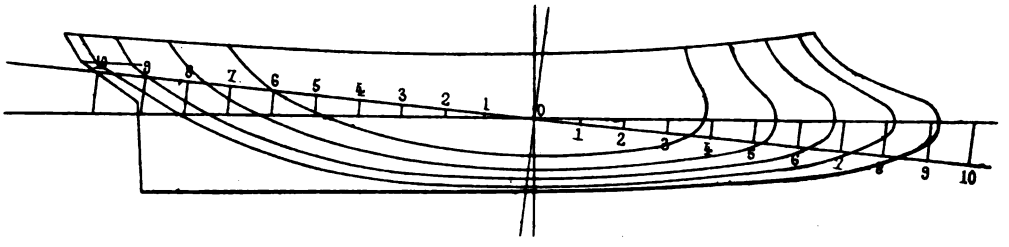
$S_5 = S_1 - s_5 =$	Nombre d'ordonnées de la carène 1 plus petites que 4 δ																					
$\Sigma_5 = \Sigma_1 - \sigma_5 =$	Produit 4 δn																					
$V_5 = 2h\lambda S_5 =$	Sommes des ordonnées de la carène 1 plus petites que 4 δ																					
$P_5 = 1,026 V_5 =$	Correction des ordonnées singulières																					
$\xi_5 = h \sum_{S_5} 5 =$	Sommes des 3 lignes précédentes																					$S_5 =$
$\Delta_5 = d - \xi_5 =$	Facteurs	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
	Produits par les Facteurs																					$\sigma_5 =$

Données générales:

Equidistance des sections longitudinales	$e = 0,785$	Produits	$he = 4,027$
Equidistance des flottaisons 1,2,3	$\delta = 1.000$	Distance du plan des moments au pied de la perpendiculaire avant	$d = 116,77$
Equidistance des sections obliques	$h = 5,13$		

Auto-Imp. L. Courtier, 43, rue de Dunkerque. Paris.

Diagramme pour le relevé des ordonnées.



Les ordonnées à relever sont celles des onglets compris entre la flottaison oblique et une flottaison droite ayant même profondeur de carène au couple milieu. - Ces ordonnées sont relevées dans les sections obliques perpendiculaires à la flottaison inclinée.

Données relative à la station.

Valeur de	tang. θ =	0,064
Equidistance des sections longitudinales	e =	0,785
Equidistance des sections obliques	h =	5,711
Valeur du produit	2he =	8,966
Valeur du produit	$2h^2e$ =	51,204
Vol^me de la carène droite corresp^te à une profondeur de carène, au milieu, de 3^m25	V_0 =	1984^m³,7
Distance du centre de la carène droite en R du couple milieu droit	=	+ 0,60
d: d: d: oblique	=	+ 0,522
Moment par rapport au plan des moments (Couple milieu oblique)	M_0 =	1086,018
Distance du pied de la P.P.N au couple milieu oblique	d =	57,085

Calculs relatifs à la station.

Volume des onglets	v = 2he S =	271^m³,182
Volume de la carène oblique	$V = V_0 + v$ =	2255^m³,8
Déplacement de la carène oblique	P = 1,026 V =	2314,4
Moment des onglets	$m = 2h^2e\,\Sigma$ =	30339,394
Moment total	$M = M_0 + m$ =	31375,407
Distance du centre de la carène oblique en R du couple milieu oblique	$\xi = \frac{M}{V}$ =	13,909
Distance du pied de la PPN à la verticale de la poussée	$\Delta = d + \xi$ =	70,994

Valeurs de:

$\eta_1 = h_1 \operatorname{tg}\theta$	=	0,3655	$6\,\eta_1 =$ η_6	=	2,1930
$2\,\eta_1 =$ η_2	=	0,7310	$7\,\eta_1 =$ η_7	=	2,5585
$3\,\eta_1 =$ η_3	=	1,0965	$8\,\eta_1 =$ η_8	=	2,9240
$4\,\eta_1 =$ η_4	=	1,4620	$9\,\eta_1 =$ η_9	=	
$5\,\eta_1 =$ η_5	=	1,8275			

DESCRIPTION D'UN SHARPEE

Surfaces des Voiles

Noms des Voiles	Surfaces	Distance du centre d'effort de chaque voile à la perpendicul.r milieu	Moments	Distance du centre d'effort de chaque voile à la flottaison	Moments
Grande voile	31,00	5,23	162,13	5,28	163,68
Misaine	35,00	3,06	107,10	5,87	205,42
Sommes et différence	66,00		55,03		369,10
Distance du centre vélique	*par rapport à la perpendiculaire milieu*				0,84
	d° à la flottaison				0,565

Dimensions de la mâture

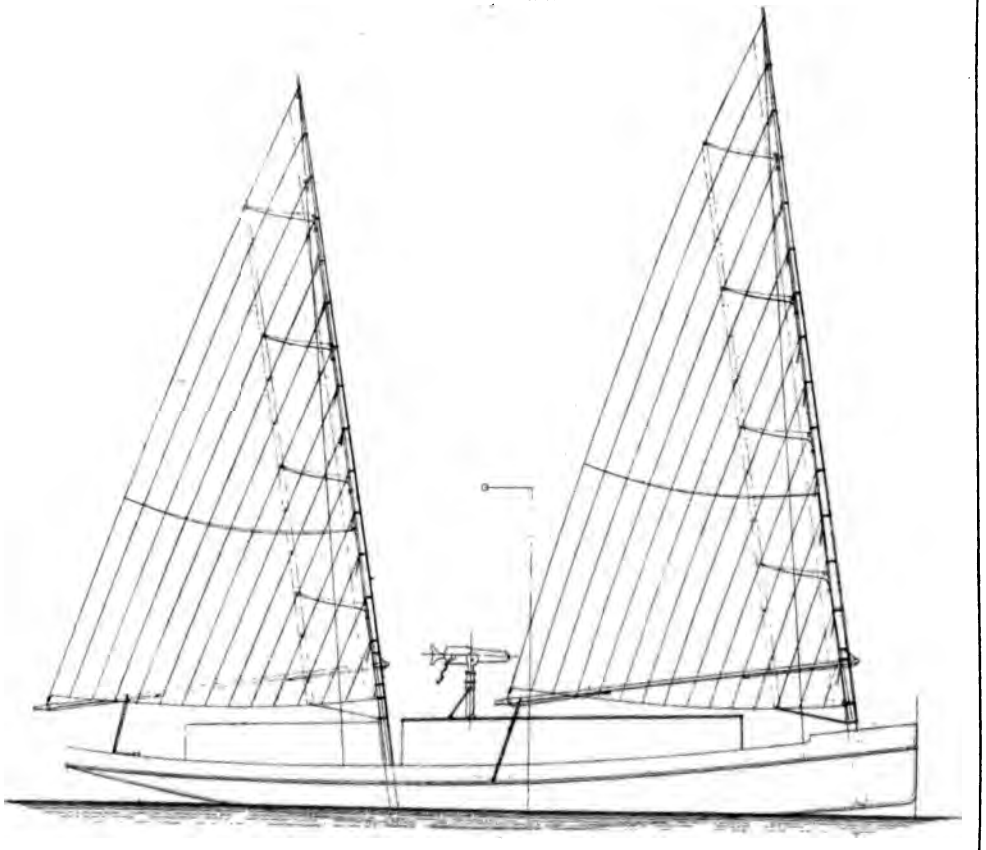
Noms des mâts	Longueur totale	Bouts	Diamètre
Grand mât	13,00	0,20	0,15
Mât de misaine	14,00	0,20	0,17
Balustron de grand mât	6,35	0,18	0,07
d° de misaine	6,50	0,18	0,07

Dimensions des Voiles

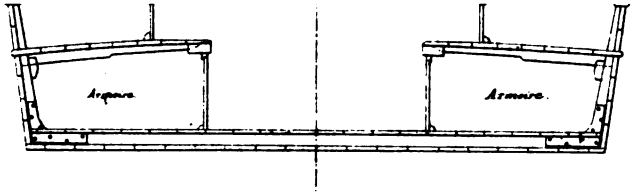
Noms des voiles	Envergure	Bordure	Chûte
Misaine	11,95	5,95	12,40
Grande voile	10,65	5,85	11,40

Plan de Mâture et de Voilure

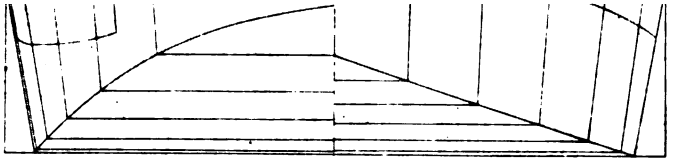
Échelle de 0,0075 p.r 1 mètre.



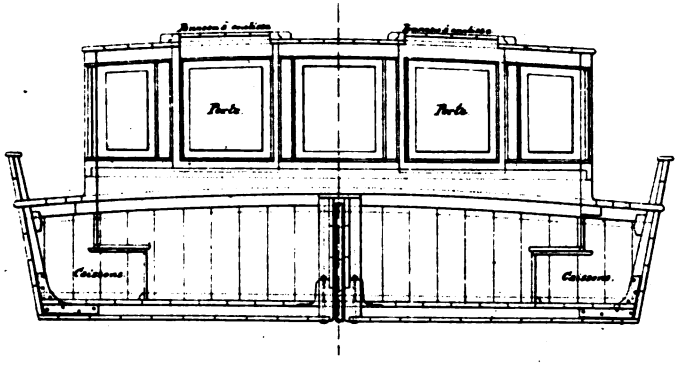
Vertical hors membres



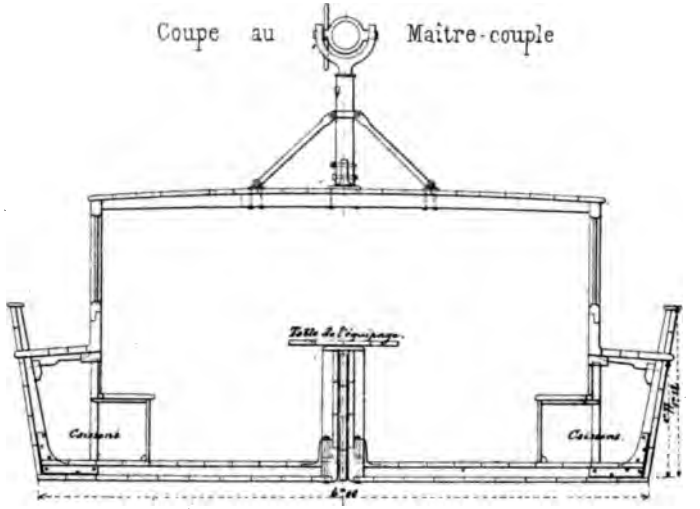
Coupe suivant **EF**.



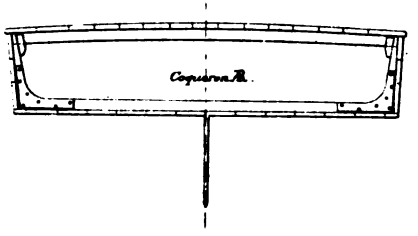
Coupe au Maitre-couple

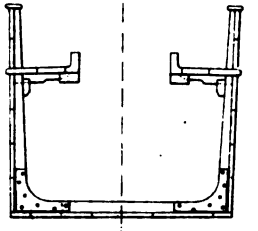


Coupe suivant **GH**.



Coupe suivant **CD**.

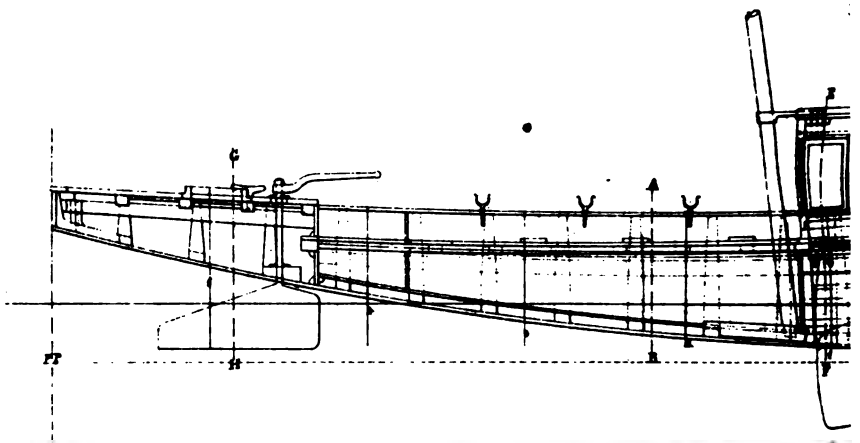


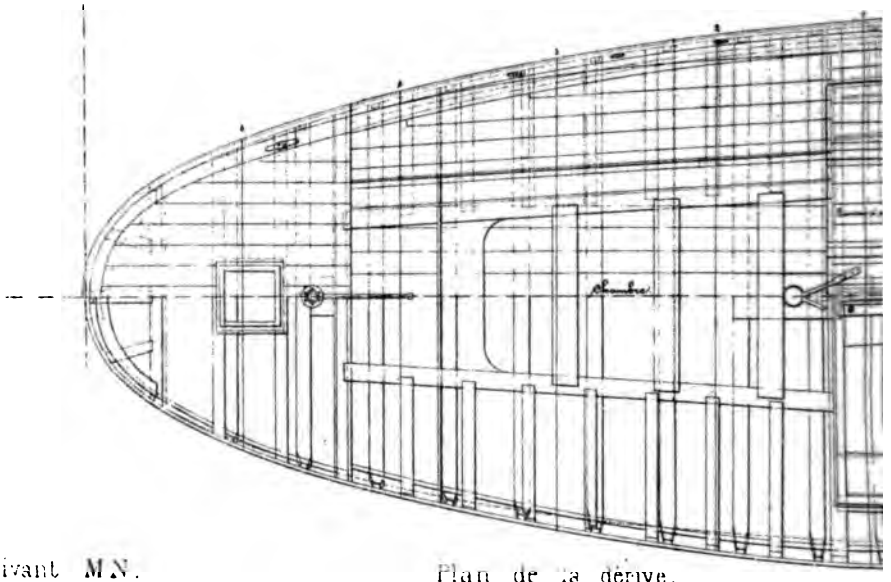


DESCRIPT

Plan des Formes.

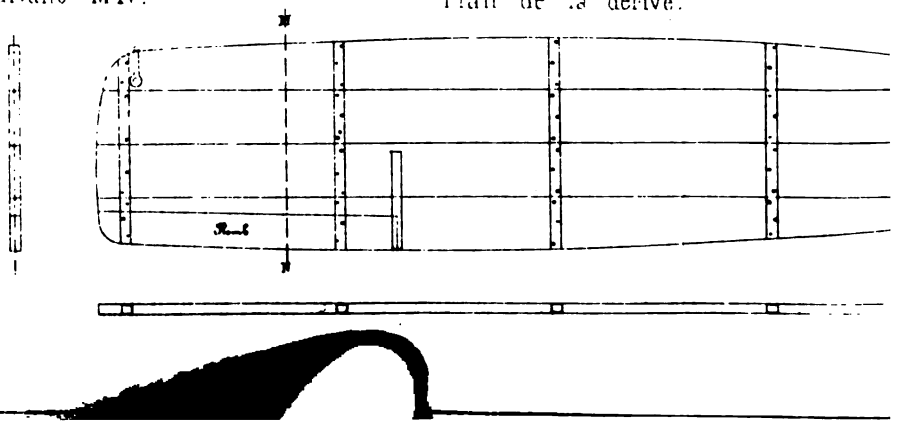
Echelle :





Coupe suivant M N.

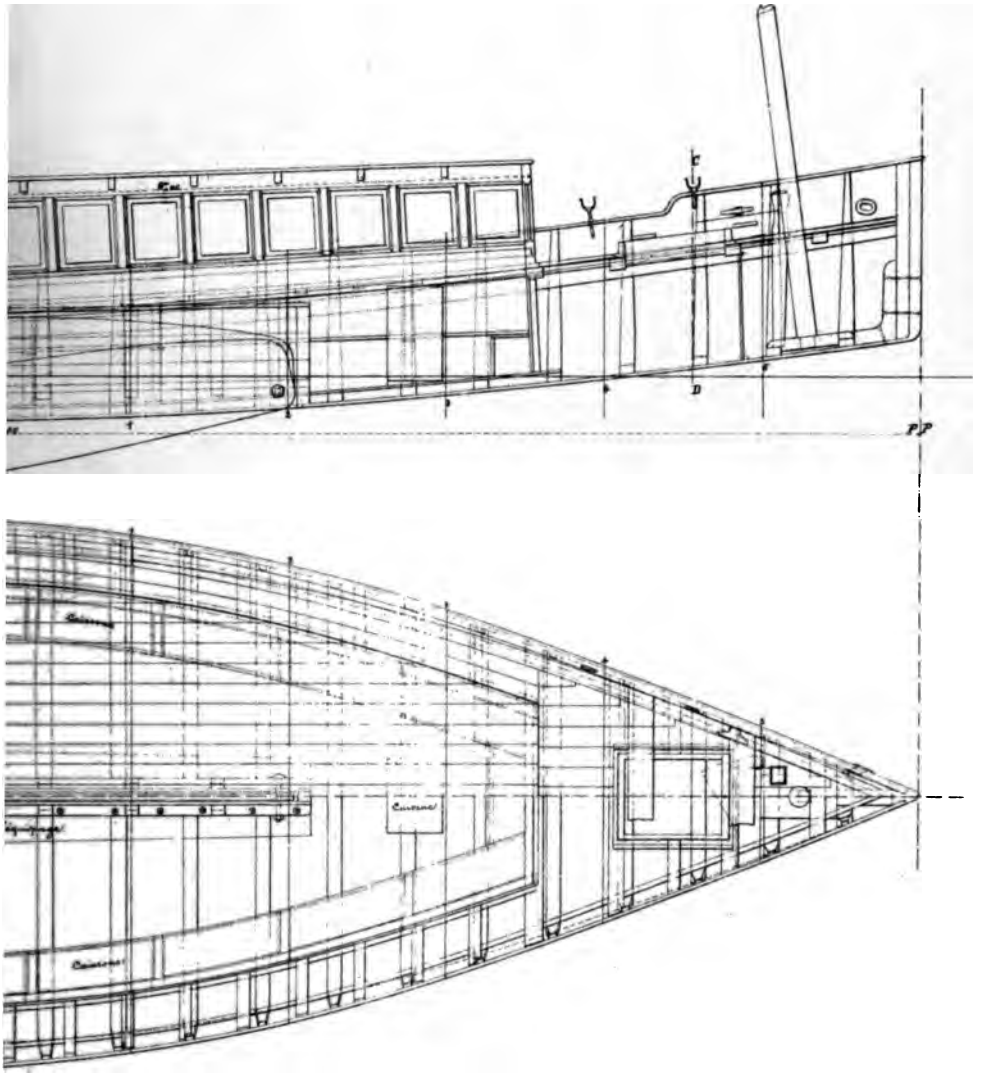
Plan de la dérive.



RPEE

mménagements.

(50°)

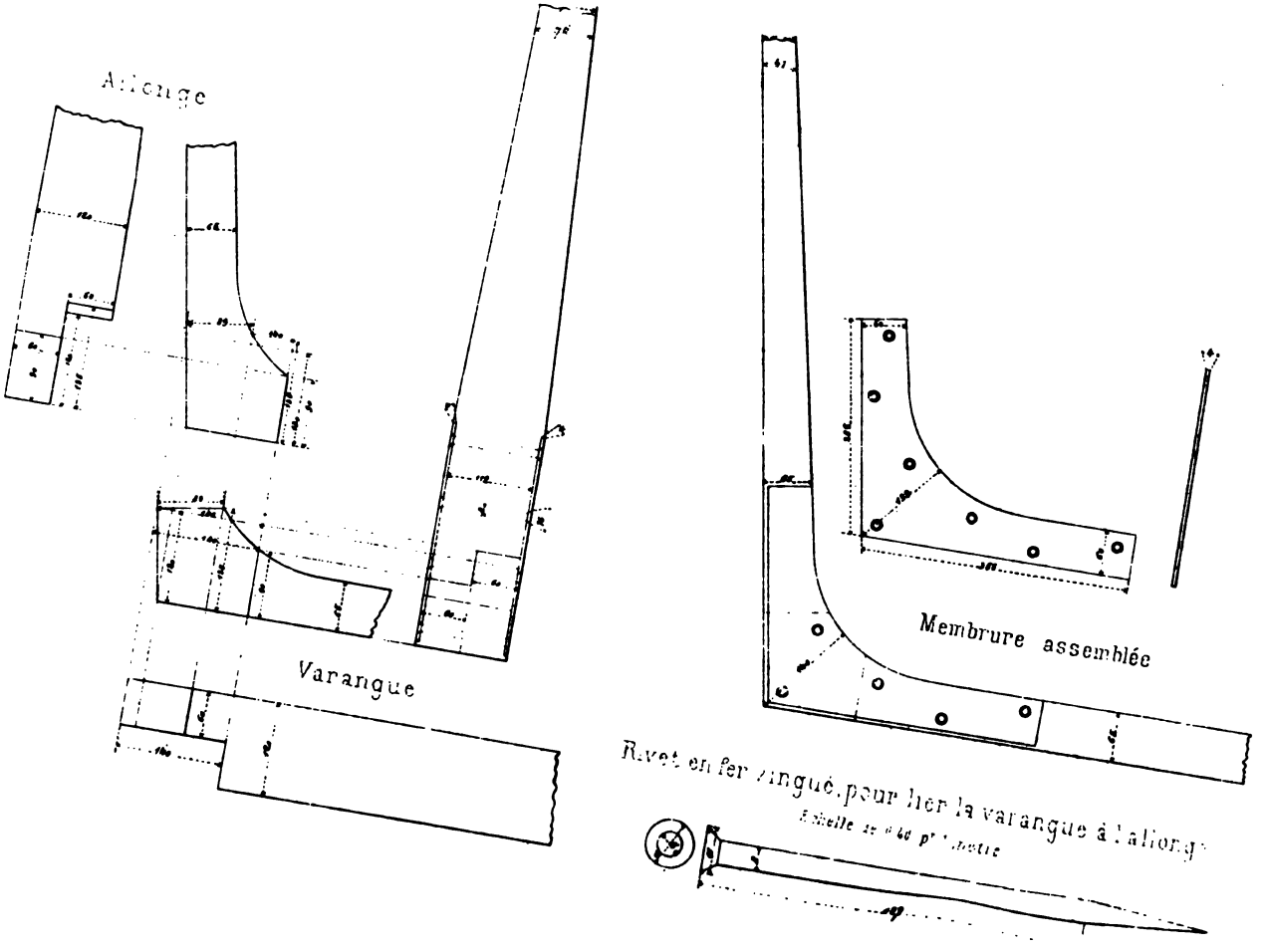


Imp. A. Gentil, 100, Fg St-Denis Paris

DESCRIPTION D'UN SHARPEE

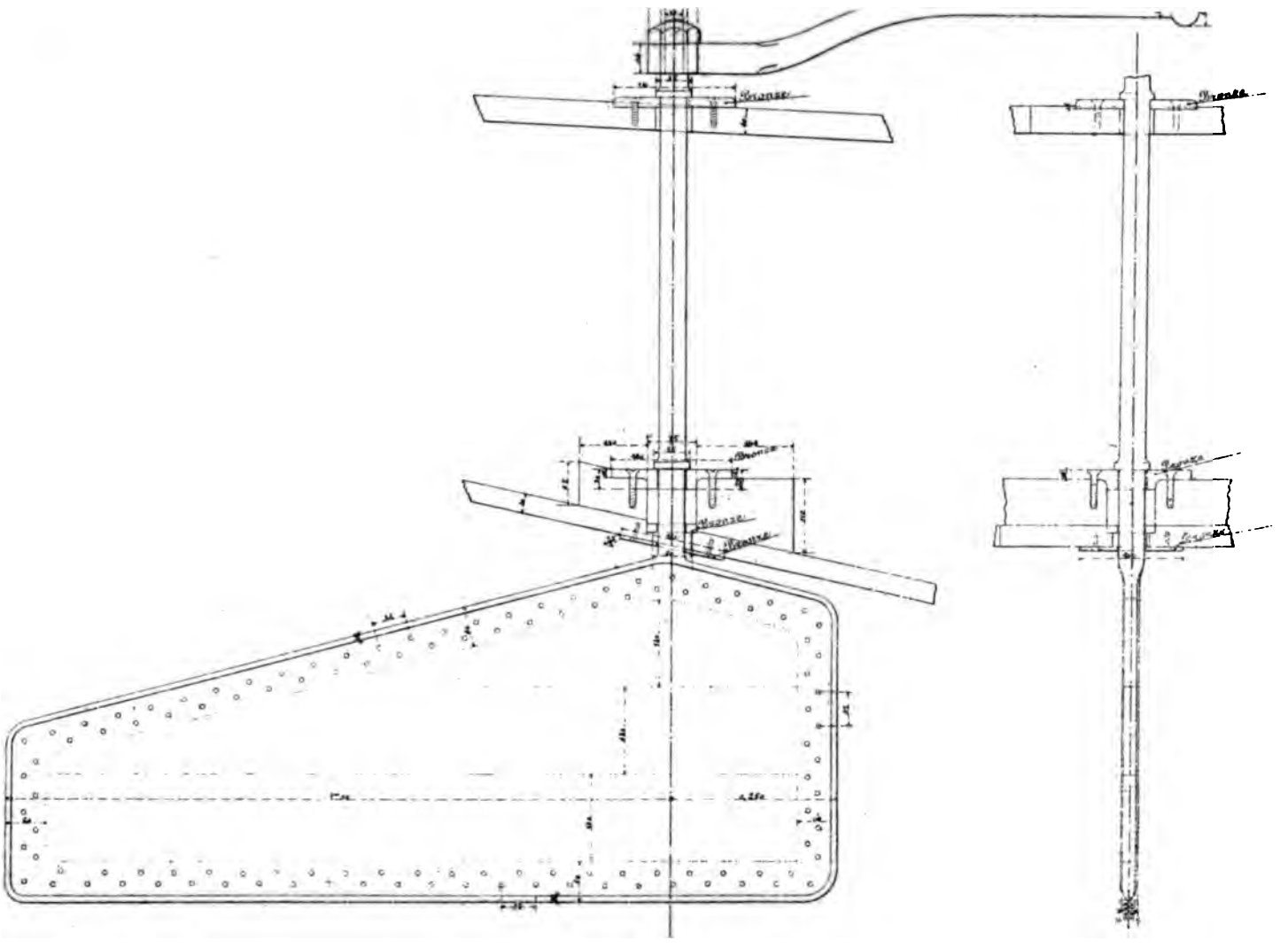
Assemblage de la varangue et de l'allonge.

Echelle de 0,10 pt 1 mètre



Rivet en fer zingué, pour lier la varangue à l'allonge

Echelle de 0,40 pt 1 mètre



OBLIQUAISONS INCLINÉES DE 0° A 90°

Nom du navire

	80°						90°			
	Immersion	Emersion	Carrés		Cubes		Immersion	Emersion	Carrés	
			I	E	I	E			I	E

OF LAISONS INCLINÉES DE 0° A 90°

Nom du navire

80°						90°			
Immersion	Emersion	Carrés		Cubes		Immersion	Emersion	Carrés	
		I	E	I	E			I	E

For
USE IN LIBRARY
ONLY
DO NOT REMOVE
FROM LIBRARY